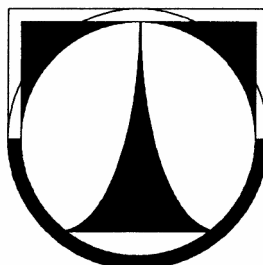


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Zkušební stanoviště pro testování systémů steer - by - wire

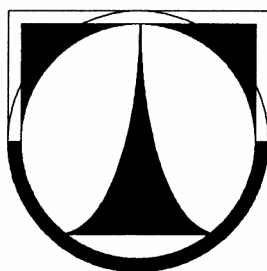
Testing station for testing of systems steer - by - wire

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Miroslav Pažout

Květen 2007

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI



FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů

Obor 2302T010

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Kolové dopravní a manipulační stroje

Zkušební stanoviště pro testování systémů steer – by – wire

Testing station for testing of systems steer – by – wire

Diplomová práce

KVM – DP – 534

Miroslav Pažout

Vedoucí diplomové práce: Ing. Robert Voženílek

Konzultant diplomové práce: Ing. Pavel Brabec

Počet stran : 55

Počet obrázků: 33

Počet příloh : 8

Počet výkresů : 5

Květen 2007

Místo pro vložení originálního zadání DP

Zkušební stanoviště pro testování systémů steer - by - wire

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá konstrukcí zkušebního stanoviště pro nové způsoby řízení automobilů, tzv. steer - by - wire. V blízké budoucnosti se předpokládá nástup těchto nových systémů do běžné automobilové praxe.

V teoretické části jsou popsány systémy řízení steer – by – wire, jejich výhody a nevýhody. V dalších kapitolách jsou představena některá zkušební zařízení pro systémy řízení a zařízení pro zkoušení tuhosti pneumatik.

V druhé části jsou vysvětleny podmínky, na které je stanoviště konstruováno. Následují požadavky, které jsou na něj kladeny a jeho popis. Součástí tohoto popisu se staly i pevnostní výpočty některých částí stanoviště.

Klíčová slova:

Řízení, nezávislé řízení kol, zkoušení řízení, zkušební stanoviště, steer - by - wire.

Testing station for testing of systems steer - by - wire

Annotation

This diploma thesis is focused on construction of testing rig for new systems of steering, steer – by – wire. There is presumption of using this systems in common use.

Theoretical section describes systems steer – by – wire, their advantages and disadvantages. In next chapters are some testing rigs for steering, testing station for checking stiffness of tyres.

In the second section are explained conditions for which the stand is designed. Then the requirements are mentioned and it's followed by the stand's description. Part of this description is strenght calculation of some parts of the rig.

Key words:

Steering, independent steering of wheels, testing of steering, testing station, steer-by-wire.

Prohlášení

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Liberci dne:

Miroslav Pažout

Poděkování

Rád bych poděkoval mému vedoucímu diplomové práce, Ing. Voženílkovi, za ochotu a množství času, které mi věnoval. Také bych chtěl poděkovat všem, kteří mě po dobu studia podporovali, zvláště pak rodičům, kterým patří dík největší.

Seznam použitých značek

| | | |
|-----------|---------------------|--|
| a | [m/s ²] | Zrychlení |
| bp | [m] | Rozvor přední nápravy |
| Bp | [N] | Brzdící síla na přední nápravě |
| bz | [m] | Rozvor zadní nápravy |
| Bz | [N] | Brzdící síla na zadní nápravě |
| $F1$ | [N] | Síla přitlačující nápravu k válcům (blíže k Zpl) |
| $F2$ | [N] | Síla přitlačující nápravu k válcům (blíže k Zpp) |
| g | [m/s ²] | Tíhové zrychlení Země (9,81) |
| h | [m] | Výška těžiště |
| IKA | | Institut pro automobilistiku v CÁCHách |
| l | [m] | Rozvor náprav |
| lp | [m] | Vzdálenost těžiště od př. nápravy |
| lz | [m] | Vzdálenost těžiště od zad. nápravy |
| m | [kg] | Hmotnost celková |
| mu | [kg] | Hmotnost provozní |
| p | [mm] | Rameno sil Zpl, Zpp od střední roviny automobilu |
| q | [mm] | Rameno sil F1, F2 od střední roviny automobilu |
| r | [m] | Poloměr zatáčení |
| rv | [m] | délka vahadla |
| SBW | | Steer - by - wire |
| v | [m/s] | Rychlost |
| Yi | [N] | Boční síla na vnitřních kolech |
| Yo | [N] | Boční síla na vnějších kolech |
| Zd | [N] | Radiální síla na níže položených kolech |
| Zh | [N] | Radiální síla na výše položených kolech |
| Zi | [N] | Radiální síla na vnitřních kolech |
| Zo | [N] | Radiální síla na vnějších kolech |
| Zp | [N] | Radiální síla na přední nápravě |
| Zpl | [N] | Radiální síla na předním levém kole |
| Zpp | [N] | Radiální síla na předním pravém kole |
| Zz | [N] | Radiální síla na zadní nápravě |
| α | [°, rad] | Úhel klesání |
| φ | [-] | Součinitel soudržnosti |

Obsah

| | |
|--|--------|
| Poděkování | - 6 - |
| Seznam použitých značek..... | - 7 - |
| Obsah..... | - 8 - |
| 1 Úvod | - 9 - |
| 2 Cíl diplomové práce | - 9 - |
| 3 Definování souřadného systému automobilu..... | - 9 - |
| 4 Systémy řízení steer by wire | - 10 - |
| 4.1 Rozdělení řízení steer – by – wire | - 12 - |
| 4.2 Výhody a nevýhody SBW..... | - 13 - |
| 5 Zkoušení systémů řízení | - 14 - |
| 5.1 Zkušební zařízení pro systémy řízení | - 16 - |
| 5.1.1 Zařízení pro testování směrového řízení (IKA)..... | - 16 - |
| 5.1.2 Zkušební stanoviště pro zkoušení systémů steer by wire | - 17 - |
| 6 Stanoviště pro zkoušení tuhosti pneumatik | - 18 - |
| 7 Zkušební zařízení pro systémy řízení steer - by - wire..... | - 20 - |
| 7.1 Návrh | - 20 - |
| 7.2 Válcová brzda..... | - 21 - |
| 7.3 Stanovení pohybů nápravy..... | - 23 - |
| 7.4 Zajištění pohybů nápravy..... | - 24 - |
| 7.4.1 Varianta 1 | - 24 - |
| 7.4.2 Varianta 2 | - 26 - |
| 7.5 Popis zkušebního zařízení..... | - 28 - |
| 7.5.1 Rám | - 30 - |
| 7.5.1.1 Zjednodušení | - 31 - |
| 7.5.1.2 Okrajové podmínky | - 32 - |
| 7.5.1.3 Zatěžování | - 33 - |
| 7.5.1.4 Analýza výsledků simulace | - 40 - |
| 7.5.2 Kontrola hřídele a uložení ložisek | - 40 - |
| 7.5.2.1 Zjednodušení | - 41 - |
| 7.5.2.2 Okrajové podmínky | - 41 - |
| 7.5.2.3 Zatěžování | - 42 - |
| 7.6 Hydraulický obvod | - 45 - |
| 8 Závěr | - 48 - |
| 9 Použitá literatura: | - 49 - |
| Přílohy | - 50 - |

1 Úvod

V automobilech se od jejich vzniku používají různé systémy řízení. V poslední době směřuje vývoj tohoto odvětví do oblasti tzv. „řízení po drátech“, tedy „steer - by - wire“. Jedná se o řízení bez mechanické vazby mezi volantem a koly. Vazba je obvykle zaměněna za elektromechanickou či elektrohydraulickou. Takové systémy ještě nejsou na takové úrovni, aby mohly být zavedeny do automobilů (v některých pracovních strojích se používají) a legislativně přijaty. Zřejmě největším rizikem by byl výpadek tohoto systému při rychlé jízdě.

Pro jejich zkoušení, podobně jako pro zkoušení obvyklých systémů řízení jsou zkonstruována různá stanoviště, která se obvykle snaží nějakým způsobem vnášet do řízení podobné síly jako při běžné jízdě. V této diplomové práci jsou taková zařízení popsána a zkonstruováno nové.

2 Cíl diplomové práce

Cílem této diplomové práce je uvést do problematiky steer - by - wire, představit některá zkušební zařízení a zejména navrhnout nové. Je třeba zkonstruovat zkušební zařízení pro systémy řízení steer - by - wire za současného využití válcové brzdy, kterou KVM vlastní a může být využita pro prototypové zkoušky nově navrhovaných systémů řízení. Stanoviště by mělo v řízení vyvolávat síly podobné nebo horší než jaké vznikají při skutečné jízdě. Vstupem při řízení stanoviště mohou být data z různých zdrojů, např. naměřená či nasimulovaná, výstupem pak informace o (např. tuhosti) zkoušených zařízeních, případně hodnoty pro další simulace.

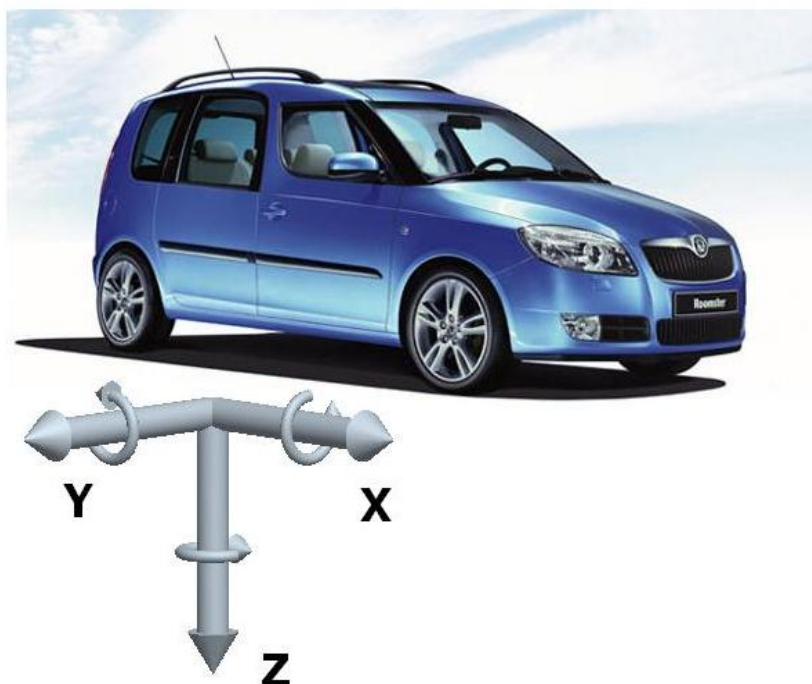
3 Definování souřadného systému automobilu

Jelikož jsou v této práci některé záležitosti vysvětlovány pomocí os souřadného systému automobilu, je třeba ho nadefinovat. V literatuře je možné setkat se s několika druhy. Pravděpodobně všechny používají tzv. pravidlo pravé ruky. Snad ve všech zdrojích se také dodržuje následující umístění os:

- x: podélná osa automobilu, pohyb dopředu - dozadu

- y: příčná osa automobilu, pohyb doleva - doprava
- z: svislá osa automobilu, pohyb nahoru - dolů

Rozdíl se může vyskytnout ve směru os. V této práci je zvolen souřadný systém „dopředu“, „doprava“, „dolů“, který je na obr. 1.



Obr. 1; Souřadný systém automobilu podle SAE

4 Systémy řízení steer by wire

„Steer-by-Wire“ (SBW), neboli „řízení vozidla prostřednictvím elektrického vodiče“ má v budoucnosti nahradit mechanické propojení volantu s koly.[1] Jedná se o systém řízení, jehož vstupním impulsem je pohyb volantu, tento impuls je převeden na elektrickou veličinu, putuje k akčnímu členu a ten podle něj reaguje. Zatočí koly na jednu či druhou stranu. Tolik v jednoduchosti. Vstupním signálem nebude v budoucnu pravděpodobně jen pohyb volantu, ale i data ze snímačů pracujících na vozidle, jako např. snímače bočního zrychlení, snímače otáček kol apod. Tak je to i např. u prototypu

vozu Citroen Aktiva (viz. příloha č. 1), kde jsou dokonce řízena všechna čtyři kola.

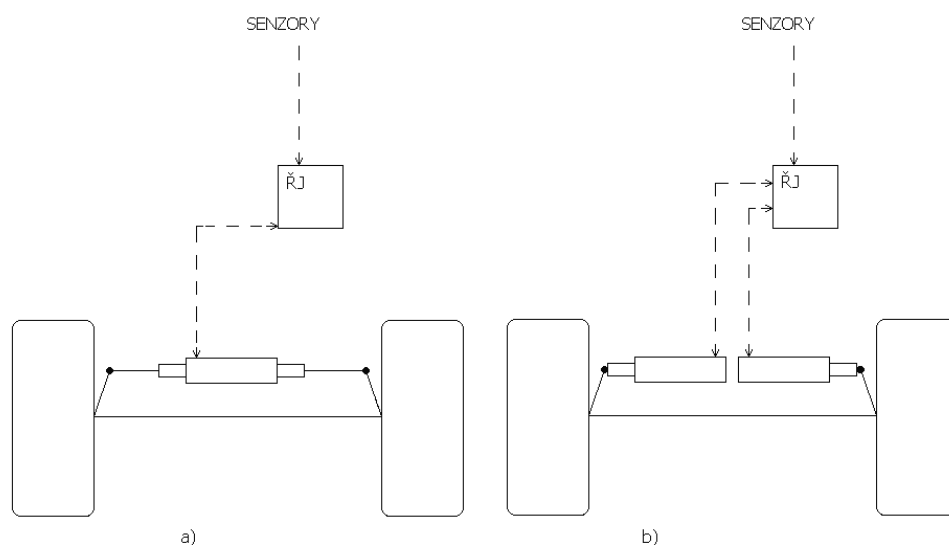
Elektronika tedy nahradí hřídel volantu („sloupek řízení“), čímž bude možné softwarově nastavit řídící ústrojí vozidla např. podle rychlosti a plynule měnit převodové číslo řízení. Případně by mohlo být ovládání částečně manuální. ‘Příslušnou charakteristiku by si mohl řidič navolit tlačítkem, jak je tomu již dnes u automatických převodovek, elektronický systém řízení vozidla by si po chvíli „přečetl“ jízdní styl řidiče a sám se mu optimálně přizpůsobil. Systémy ESP (elektronická stabilizace jízdy) dokáží dnes stabilizovat situaci, kdy se vozidlo odchýlí od neutrálního jízdního směru (začne se chovat přetáčivě nebo nedotáčivě), a to přibrzdováním jednotlivých kol (využívá se tedy systém ABS). Řízení po drátě, „Steer-by-Wire“, by dokázalo přesnější a přinejmenším stejně rychlé korektury řízení za účelem zajištění stability jízdy. V případě potřeby třeba za součinnosti s ESP.

Ztráta jízdní stability hrozí automobilu také při brzdění.’[1] Pokud se např. vnější kola vozidla pohybují na okrajovém zledovatělém povrchu a vnitřní jsou na normálním živičném povrchu vozovky, pak systém s regulací „select low“ reaguje pomalu (1 až 2 sekundy) a výsledkem je prodloužení brzdné dráhy. ‘V případě elektrického řízení vozidla by bylo možno kompenzovat popsany nežádoucí efekt tak, že by po rychlém náběhu brzdného tlaku následovala elektronická korekce řízení působící proti směru vznikajícího smyku. Stejně dobře by mohlo elektronické řízení zasáhnout při směrové odchylce v důsledku poryvu silného bočního větru nebo při vybočování přívěsu apod.’[1]

S prvním skutečným mechanismem řízení steer – by – wire v osobních automobilech lze na trhu počítat možná již do pěti let, s použitím dalších prvků, jako je např. adaptivní tempomat či GPS mnohem později. ‘Tento systém vyžaduje na základě své komplexnosti vysoké nároky k zajištění potřebné bezpečnosti. To má za následek značné náklady. Takové částky však citlivost automobilového průmyslu na náklady v současnosti neumožňuje.’[1] Popisované systémy řízení si zákazníci budou pořizovat hlavně ze začátku obzvláště kvůli bezpečnosti. Jsou ovšem obvykle skeptičtí k provedení, které se obejde bez mechanického spojení mezi volantem a koly. Takové provedení není zatím v předpisu EHK č. 79 „Homologace vozidel z hlediska systému řízení“ dovoleno.

4.1 Rozdělení řízení steer – by – wire

Systémy řízení steer by wire lze obecně rozdělit do několika kategorií. Prvním hlediskem je vazba mezi koly. Rozlišujeme řízení obou kol najednou jedním akčním členem, např. přímočarým hydromotorem, který pohybuje spojovací tyčí a natáčí oběma koly současně a řízení jednotlivými koly. V tomto případě je u každého kola zvlášť jeden akční člen a kola jsou natáčena jakoby nezávisle na sobě viz obr. 2. Dovolují tak splnit Ackermannovu podmínku.



Obr. 2, Schemata řízení steer by wire s řídicí jednotkou (ŘJ) a: a) jedním akčním členem, b) se dvěma akčními členy

Dalším hlediskem je energie vyvolující pohyb kola, resp. druh akčního členu. Dělíme systémy obvykle na:

- elektromechanické
- elektrohydraulické

Elektromechanické – od volantu jde puls do akčního členu, jímž je v daném případě elektromotor. Začne se otáčet hřídel motoru a s ní nejlépe „kuličkový šroub“ (kvůli nízkému odporu). Matice, která je na něm, je spojena s tyčí řízení a natáčí kolem (nebo koly).

Elektrohydraulické – elektrický signál od volantu aktivuje rozvaděč hydraulického systému, který určí, jestli se hydraulický motor (spíše přímočarý) pohne a hlavně kterým směrem.

Obě koncepce mohou být použity jak pro řízení oběma koly najednou, tak pro každé kolo zvlášť. Posuzujeme zejména tuhost a přesnost systému.

4.2 Výhody a nevýhody SBW

Výhody:

- bezpečnost pro řidiče v případě nárazu. Volant se díky absenci dlouhé hřídele volantu tolik neposouvá do prostoru cestujících.
- stabilnější vozidlo. Díky počítačovému ovládání natočení kol se do řízení mohou vnést prvky bezpečnosti podobné a součinné se systémy typu ESP.
- dodržení Ackermannovy podmínky. Při nespojitém řízení mezi oběma koly lze natáčet každé kolo jinak, lze vozidlem otáčet opravdu okolo pólu otáčení. Tím se kromě stabilnější jízdy docílí i menšího opotřebení pneumatik.
- úspora na některých místech v motorovém prostoru. Řízení se přesouvá jinam, přesto však toto řešení nabízí nové možnosti uspořádání pod kapotou.

Nevýhody:

- nebezpečí při selhání systému. Pokud by z jakéhokoli důvodu došlo k výpadku některé z částí systému, znamenalo by to přímé ohrožení všech účastníků silničního provozu. Toto se dá řešit zdvojením okruhu.
- nutnost zpětné vazby. Řidič musí cítit reakce vozidla na vozovku, k volantu proto implementujeme (obvykle s převodem) motor, který jím bude otáčet v závislosti na signálech od kol.
- možnost zavlečení virů do počítače. Tím, že automobil bude řízen částečně počítačem, nabízí se možnost zneužití a dokonce ovládání vozidla někým jiným.

5 Zkoušení systémů řízení

Toto zkoušení by se dalo rozdělit do tří skupin: zkoušení na automobilu, na modelu a v laboratorních podmínkách, zpravidla na části automobilu.

Mezi zkoušky na vozidle patří např. zkoušky ovladatelnosti, které se provádějí podle přesně daných regulí. Jsou jimi ustálené zatažení, jízda přes ojedinělou nerovnost, skokové natočení volantu apod.

Na vozidle se mohou snímače umístit na různá místa a vedle řízení vyšetřujeme i zařízení, součásti, zejména jejich namáhání. Mohou to být např.: snímač síly v řídící tyči, tenzometry např. na podélnících, konzolách nápravy apod., snímače síly pod uložením pružin pérování aj.



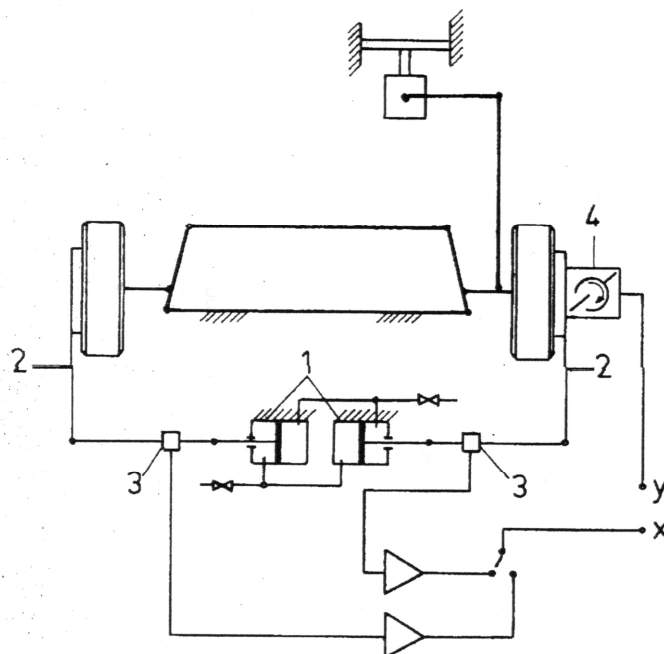
Obr. 3 Chevrolet Corvette model 1997 s instalovaným systémem řízení steer by wire, automobilem se testovalo i řízení pomocí GPS [3]

Na obr. 3 je vozidlo Chevrolet Corvette vybaveno dvěma snímači úhlů, na hřídeli volantu a pastorku akčního členu. Použit je systém řízení SBW, místo hřídele volantu je vřazen elektromotor (obr. 4), který natáčí oběma koly najednou. Výhodou je jednoduchá zástavba, nevyužívá však plného potenciálu SBW, viz. Výhody a Nevýhody SBW, kapitola 4.2.



Obr. 4, Akční člen, elektromotor. Tento je v automobilu namontován přímo jako náhrada hřídele volantu. [3]

‘Zkouší se ale i za klidu, bez otáčení kol. Příkladem může být zařízení pro měření tuhosti řídicího ústrojí při zablokováném volantu. Na obr. 5 je schéma takového zařízení. Přední náprava je při měření nadzvednuta a obě kola jsou zatížena stejnými momenty, které vzniknou přiváděním tlakového vzduchu do válců (1) jejichž pístnice jsou spojeny pákami (2) s předními koly. Vzniklé momenty jsou nepřímo měřeny snímači sil (3) a úhel natočení předních kol $\Delta\beta_p$ je měřen např. gyroskopem. Souřadnicovým zapisovačem je přímo zaznamenávána závislost $\Delta\beta_p = f(2M_p)$. Výsledek měření vyjadřuje celkovou tuhost od předního kola až k volantu, tzn. že zahrnuje i tuhost zavěšení kol.’ [2]



Obr. 5, Zkoušení tuhosti řídicího ústrojí [2]

S menšími náklady lze podobná zatížení vyšetřovat na modelu. Takový model může být buď skutečný v určitém měřítku nebo virtuální vyhotovený v softwaru na PC. Ačkoli je reálný model zjednodušený, tj. neodpovídá pouze zmenšené kopii běžného automobilu, a virtuální model zase nemusí mít přesně zadané okrajové podmínky, lze z nich mnoho získat. Úspora oproti zkušebnímu vozu je obrovská.

Pokud se snažíme zjistit nějaké informace o chování konkrétního zařízení, je vhodné toto zařízení vyseparovat a zkoušet samostatně. Řízení se dá zkoumat jako

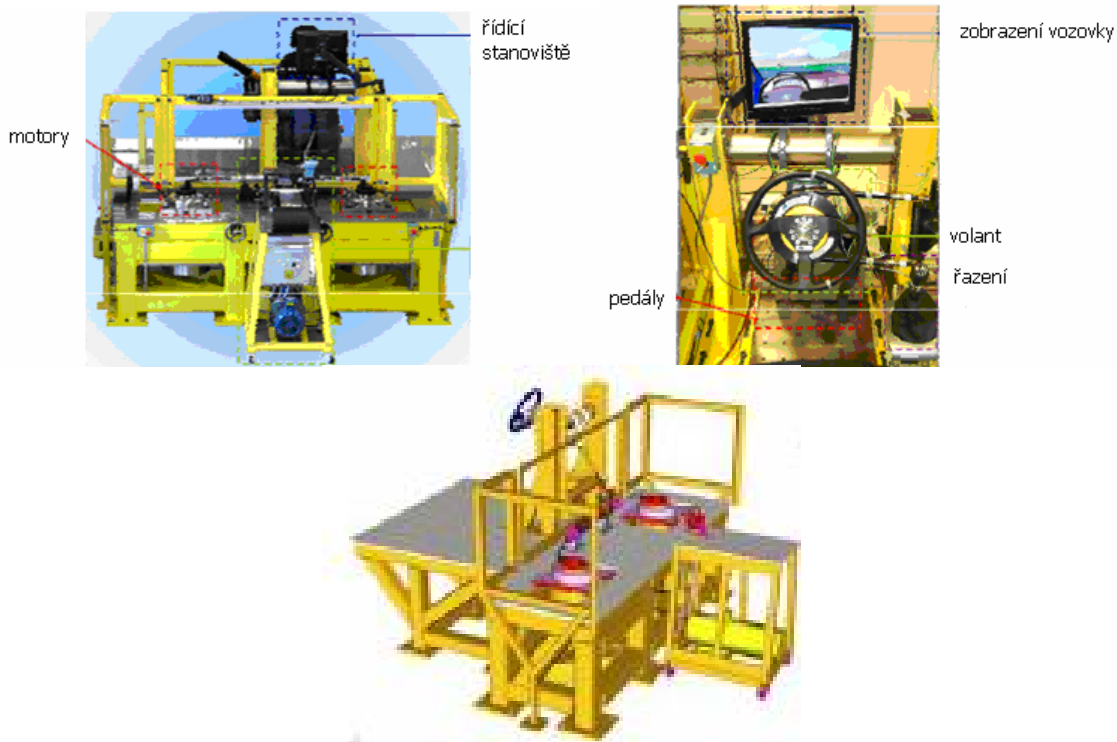
celek, pouze jeho části či jako součást větší sestavy, např. nápravy. Uvedu zde několik zkoušek zaměřujících se na systémy řízení.

5.1 Zkušební zařízení pro systémy řízení

Zařízení se zkouší buď s nápravou a koly nebo jen samotný systém.

5.1.1 Zařízení pro testování směrového řízení (IKA)

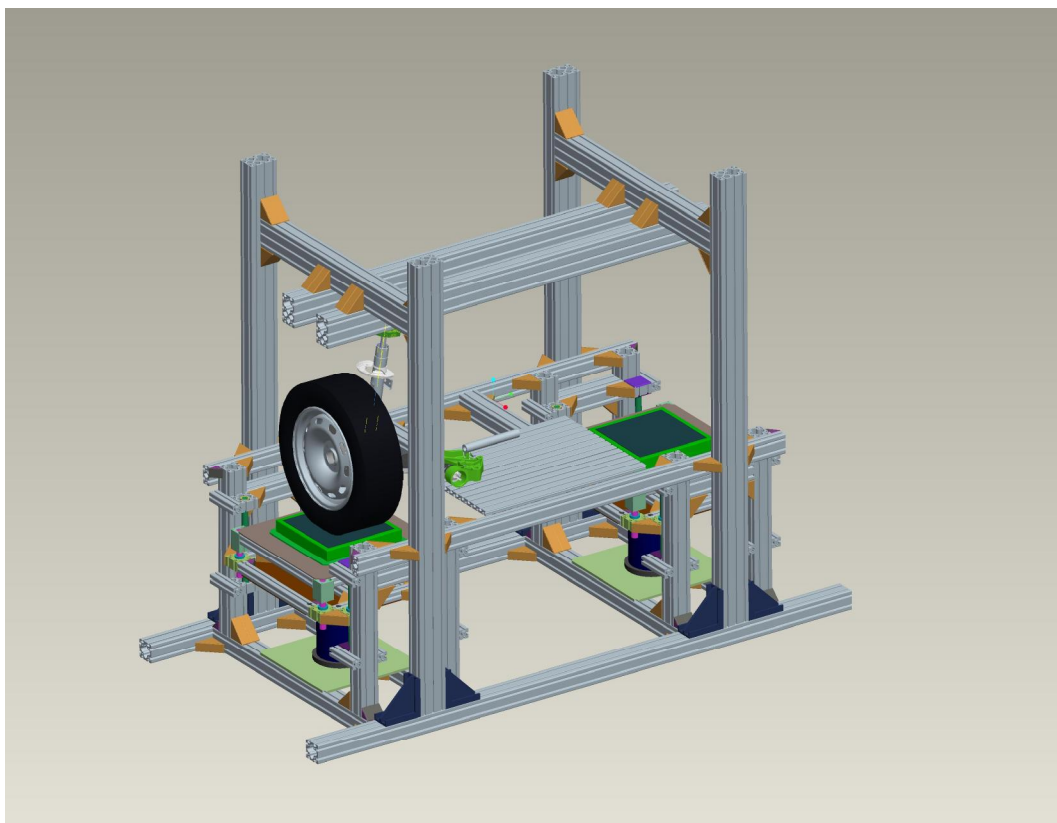
Pro zkoušení řízení slouží stanoviště Institutu pro automobilistiku v Cáchách (INSTITUT FÜR KRAFTFAHRWESEN AACHEN - IKA). Na zkušební stav se připevní volant, hřídel volantu, převodka řízení a posilovač. Tyče řízení se připevní k hydromotorům, které na řízení vyvozují síly a simulují tak jízdu automobilu. Stanoviště je vybaveno monitorem, na který je promítána vozovka, po které řidič jede. Do motorů a na obrazovku před řidiče přichází stejná situace, stejná trasa. Signál vstupující do soustavy může být obecně buď namodelován nebo naměřen na skutečném automobilu. Podle stylu jízdy jsou vybudeny motory a působí na tyče řízení. Rychlost jízdy se dá ovlivňovat klasickým způsobem – pedály (obr. 6).



Obr. 6, Stanoviště pro zkoušení řídicích ústrojí Institutu pro automobilistiku v Cáchách [4]

5.1.2 Zkušební stanoviště pro zkoušení systémů steer by wire

Toto zařízení bylo zkonstruováno v loňském roce na Katedře vozidel a motorů. Slouží k zkoušení SBW za klidu bez otáčení kol. Napodobuje se tím situace při parkování, kdy se kola otáčejí jen velmi málo nebo vůbec. V pevném rámu je umístěna přední náprava s řízením a pérováním (obr. 7). Kola stojí na podložkách s výměnným povrchem, které se mohou pohybovat vertikálně, ale jinak je jejich pohyb zamezen.



Obr. 7, Zkušební stanoviště pro systémy řízení steer – by – wire, zkoušení pro nulové rychlosti, Katedra vozidel a motorů, TUL

Hlavně vůči pootočení (vlivem natáčení kol) jsou drženy čtveřicími vodících sloupků. Podle zatížení (odvozené od vozidla, jehož části se zkouší) je podložka hydraulickými válci přitlačena na kolo (náprava je vetknuta v rámu) a kolem se natáčí. Na tyčích řízení jsou umístěny snímače síly, měřící odpor podložky a pneumatiky. Na zařízení se dají zkoušet jak steer – by – wire tak i klasické systémy řízení. Pracoviště pro toto zkoušení je navrhováno pro nápravu osobního vozu.

6 Stanoviště pro zkoušení tuhosti pneumatik

Ačkoli toto zařízení neslouží k výzkumu v oblasti řízení, je nutné ho zde zmínit vzhledem k návaznosti v další kapitole.

Zkoušení pneumatik je oproti zkoušení řízení ve světě poměrně rozšířené. Je několik způsobů a technik, jak pneumatiky testovat. Kolo s pneumatikou se obvykle přitlačuje na pohyblivou podložku. Tou je buď vnější povrch válce, vnitřní povrch válce (většího, průměr až 5 m), nebo ubíhající pás (ten se začíná používat zvláště v poslední době). Způsob přitlačování kola je různý, někde může být jednoduchý, pouze ve vertikálním směru (v ose z automobilu), ten slouží k ověřování únavy materiálu při dlouhodobých zkouškách. Vzhledem k nevariabilitě se ale od tohoto způsobu upouští. Složitější je na pohyblivé podložce kolem natáčet, má tedy volný posuv opět vertikální (osa z) a rotaci (kolem osy z a samozřejmě kolem osy y). Využívá se ke zkoušení boční tuhosti, nevýhodou je absence naklápění kola, tak jak je tomu u skutečných vozidel. Poslední zařízení umožňuje jak přitlačování, tak natáčení a naklápění kola (obr. 8).



Obr. 8, Válcový zkušební stav pro zkoušení tuhosti pneumatik s výkyvným a otočným rámem [5].



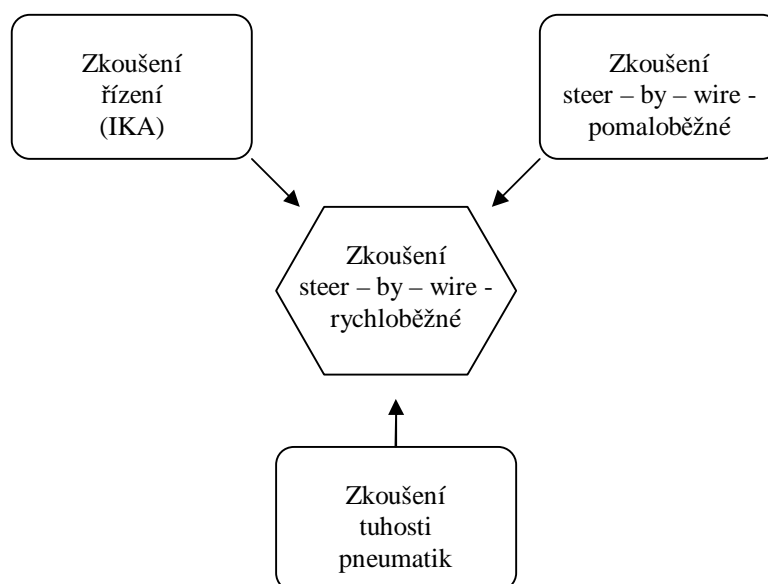
Obr. 9, Změna polohy běhounu pneumatiky vůči ráfku při natočení kola [6]

Výsledkem jsou data ve velké míře odpovídající reálnému zatížení pneumatik. Chyba se může vnášet například tím, že pneumatiku odvalujeme po válci a styková plocha pneumatiky a podložky je jiná než ve skutečnosti. Na obr. 9 můžeme vidět rozdíl při natočení kola (kolem osy z). Běhoun pneumatiky mění razantně polohu vůči ráfku i podložce.

7 Zkušební zařízení pro systémy řízení steer - by - wire

7.1 Návrh

Částečným skloubením výhod předcházejících zařízení vznikla koncepce nového stanoviště (obr. 10).



Obr. 10, Rychloběžné zkušební stanoviště pro systémy řízení steer by wire je částečně skloubením několika testovacích zařízení, vzniká tak nová koncepce, jaká se patrně nikde ve světě nepoužívá

Z jednotlivých zkušebních zařízení bylo převzato několik prvků a sestaveno do jednoho.

Předně je použito válcové brzdy, která se na Katedře vozidel a motorů nachází, je to tedy stanoviště podobné stanovišti pro zkoušení tuhosti pneumatik, kola se budou točit (rotace kolem osy y) a natáčet (kolem osy z). Podobně, jako je tomu u stanoviště pro pomaloběžné zkoušení SBW, je zde připevněna celá náprava, zkouší se řízení přes nápravu až ke kolům. Z naměřených dat nebo nasimulované situace (podobně jako stanoviště v IKA) se poté může vnést signál do všech prvků soustavy.

7.2 Válcová brzda

V laboratořích KVM je instalována jednoválcová brzda pro měření výkonů motorů osobních automobilů.



Obr. 11, Válcová brzda Froude Consine V6000 s odkrytou podlahou zkušební místnosti

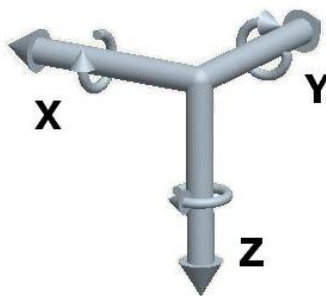
Simuluje vozovku a má být využita pro toto nové zařízení. Jelikož se uvažuje s použitím nápravy bez motoru, tedy bez vnitřního zdroje energie, musí se zvolit obrácený postup. Podložka, tedy povrch válců brzdě musí ujíždět pod koly řízené nápravy. To brzda Froude Consine V6000, jenž je na obr. 11 umožňuje, jak ukazuje tabulka č. 1. Válce dokáže brzdit – vstřebávat výkon i roztáčet – vydávat jej. To se obvykle používá např. pro simulování brzdění motorem při jízdě z kopce. Válce mají průměr 1,2 m, což by mělo styk kola s rovnou podložkou alespoň částečně představovat. Čím bude použité kolo menší, tím vyšší bude vypovídací hodnota pokusu. Ve stejné tabulce je také vidět, že brzda je schopna vyvinout rychlost až 200 km/h, což je plně dostačující a v tomto ohledu možná ani nebude využít její plný potenciál.

| | |
|--|-------------------|
| Válcová brzda Froude Consine V6000 | |
| Rok výroby | 1994 |
| Maximální rychlost (plynule) | 200 km/h |
| Maximální (tažná) síla (plynule) | 3000 N |
| Maximální absorbovatelný výkon (plynule) | 100 kW |
| Maximální možný vydaný výkon | 100 kW |
| Schopnost nahradit setrvačnost vozidla | 907 – 2722 kg |
| Průměr válců | 1,219 m (4 stopy) |
| Krouticí moment (plynule) | 1830 Nm |
| Otáčky | 522 / 870 1/min |
| Napětí | 380 V |
| Frekvence sítě | 50 Hz |

Tabulka č. 1, Technické údaje válcové brzdy (Froude Consine V6000) [7]

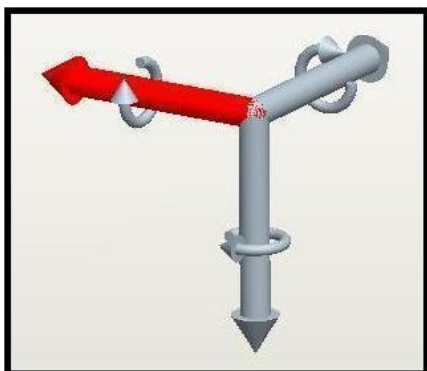
Na zkušební zařízení by mělo být kladeno najednou několik požadavků:

- v rámci možností co nejvíce napodobit reálnou situaci v dopravě. Zde je asi největší podíl omezení dán použitou brzdou.
- Možnost použití náprav z různých automobilů, včetně výměny bez větších problémů.
- možnost použít různá zařízení steer – by – wire a dovolit alespoň podobný zástavbový prostor jako v automobilu.
- Snadná stavitelnost, jednoduchá změna nastavení při změně nápravy, variabilnost, snadné přidání komponent (ovládacích panelů, případně měřidel a příslušenství).

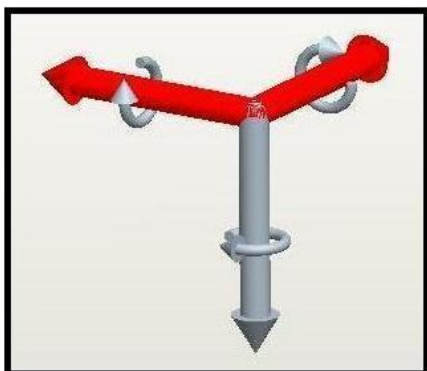


Obr. 12, Souřadný systém automobilu (x – podélná osa, y – příčná osa, z - svislá osa)

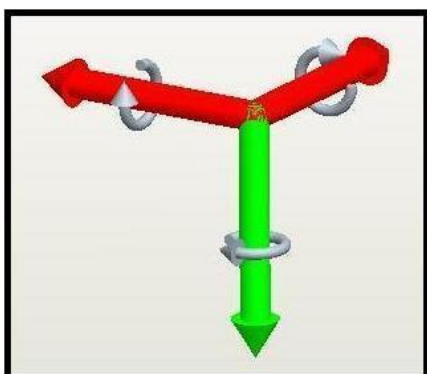
7.3 Stanovení pohybů nápravy



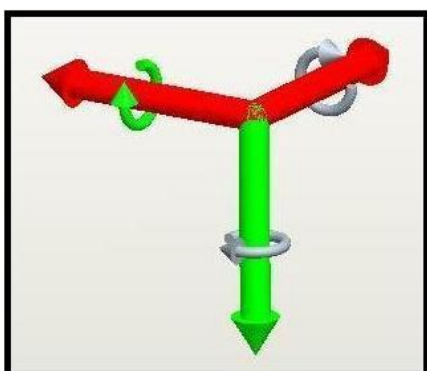
Představíme-li si nápravu umístěnou na brzdě bez automobilu, je zřejmě v prvním případě nezbytné zamezit jejímu pohybu v podélném směru. Kola se odvalují a povrch pod nimi ubíhá - tak si lze představit jízdu v přímém směru.



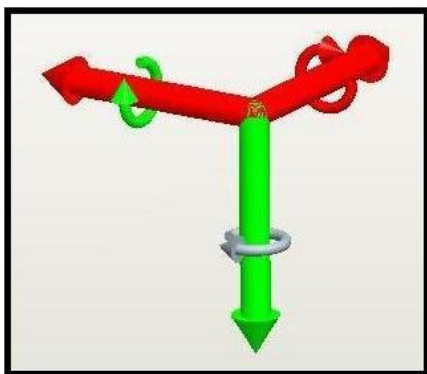
Zároveň se náprava nesmí pohybovat v příčném směru, válce jsou příliš úzké.



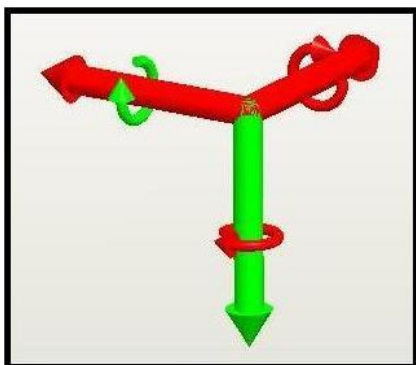
Posuvy ve dvou osách, x , y , jsou zamezeny, posuv v ose z , tedy ve směru kolmém na vozovku, by však měl zůstat povolen. Pohyb nápravy nahoru a dolů, tedy „přítlačování“ k povrchu válců, odpovídá různé váze vozidla, případně přetížení či odlehčení nápravy při brzdění (resp. rozjezdu).



Rotace kolem osy x by měla být umožněna, neboť se jedná o naklápění nápravy, jež je obvyklé např. při průjezdu zatáčkou či při jízdě po nakloněné rovině.



Kolem osy y se i při běžném používání na automobilu náprava příliš neotáčí. Bylo by tomu snad jen při přejezdu přes nějaké větší nerovnosti. Na zkušebním zařízení bude této rotaci zamezeno.



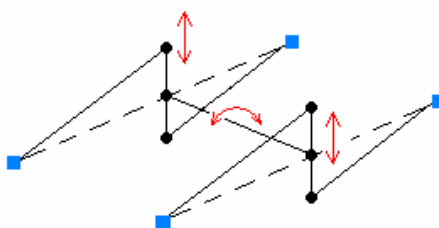
Osa rovnoběžná s osou z se částečně stane osou rotace v nejhorším případě při smyku, v nejlepším při obyčejném průjezdu zatáčkou. Bohužel válce nahrazující vozovku jsou natolik malé, že je nutné i tomuto otáčení zamezit.

7.4 Zajištění pohybů nápravy

7.4.1 Varianta 1

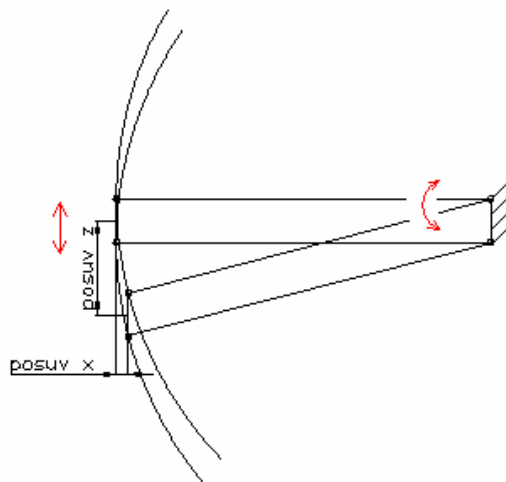
Povolit a omezit pohyby nápravy lze více způsoby. Musí být povolen pohyb v ose z a rotace okolo osy x , jak je popsáno výše.

Jednou z variant je použití několika mechanismů. Před nápravou a za ní by měly být tzv. Wattovy přímovody, které se používají u některých druhů tuhých náprav. V některých případech zachytávají síly v ose y , v jiných v ose x . Každý Wattův přímovod je čtyřčlenný mechanismus (i s rámem) sestávající z dvou stejně dlouhých ramen a jednoho kratšího mezi nimi (obr. 16). Střed kratšího ramene se potom pohybuje téměř po přímce. Tento přímovod, stejně jako jiné, nedokáže zajistit naprosto přímočarý pohyb bodu. Bod se pohybuje po křivce a trajektorie jeho pohybu prochází třemi body, které jsou v přímce. Konce ramen by byly uloženy na svislých sloupcích rámu. Zjednodušeně jsou oba přímovody i s hřídelí (okolo které by se otáčela náprava) a s naznačenými možnými pohyby na obr. 13.



Obr. 13, Wattovy přímovody s hřídelí, okolo které by se měla otáčet náprava, šipkami jsou naznačeny povolené pohyby (pohled ve směru osy x, podle obr. 12)

Přímovody by zajistily pohyb v ose z a kolem hřídele by se mohla otáčet náprava. Tento systém funguje, pokud nezačneme brát v ohledu odpor valení a případné brzdění. V tu chvíli by začala být namáhána ložiska přímovodů příliš a pravděpodobně by došlo k deformaci, změně geometrie a zřejmě i destrukci. Tento problém by bylo možné odstranit použitím dlouhého paralelogramu, jehož střední rameno je krátké (řádově desítky milimetrů) a obě krajní ramena dlouhá, přibližně 2 – 3 m. Vnášela by se do zařízení nepřesnost posunem nápravy ve směru osy x (Wattovy přímovody by musely mít částečně kloubové uložení), ale čím delší by byla vahadla, tím menší by tento posun byl, jak je ukázáno na obr. 14. Klouby ramen by se daly připevnit např. na svislý sloupek přišroubovaný k podlaze zkušební místnosti.



Obr. 14, Pohled na paralelogram v ose y, vpravo ukotvení ve zkušebně, vlevo pohyblivé rameno, k němuž má být připevněna hřídel

Posuv vznikající v ose x lze vyjádřit jednoduchou rovnicí

$$\Delta x = r_v - \sqrt{r_v^2 - \Delta z^2}, \quad (1)$$

kde r_v je délka vahadla a Δz je posuv v ose z. Poloměr, tedy délka vahadla r_v , je dán možností umístění ve zkušebně, její velikostí. Posuv Δz lze předpokládat přibližně 200 mm, tedy 100 mm nahoru a dolů, kvůli co nejmenšímu Δx . Po dosažení za poloměr a přibližný předpokládaný posuv v ose z, je dosaženo těchto výsledků:

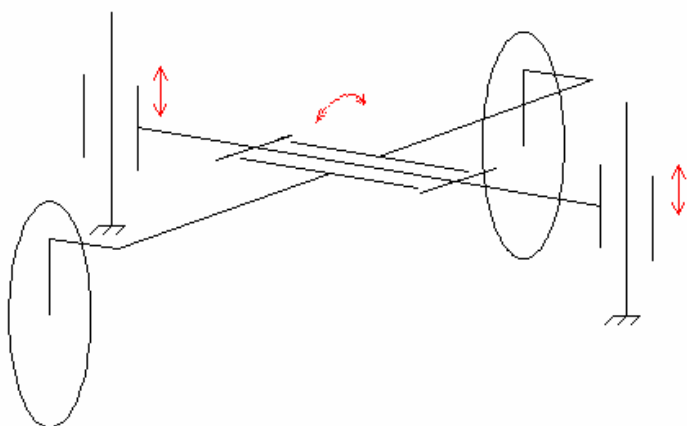
| | $r_{v1} = 2 \text{ m}$ | $r_{v2} = 2,5 \text{ m}$ | $r_{v3} = 3 \text{ m}$ |
|-------------------------------|------------------------|--------------------------|------------------------|
| $\Delta z_1 = 0,1 \text{ m}$ | 0,0025 | 0,002 | 0,00167 |
| $\Delta z_2 = 0,15 \text{ m}$ | 0,0056 | 0,0045 | 0,0037 |
| $\Delta z_3 = 0,2 \text{ m}$ | 0,01 | 0,008 | 0,00667 |

Tabulka č. 2, Posuvy Δx v závislosti na délce vahadla a posuvu v ose z

Jak je vidět z tabulky č. 2, posuvy Δx jsou řádově v milimetrech. To by nemělo příliš vadit posunu kol na válcích, ale bylo by to nevhodné pro přímovody. Jejich uložení (klouby) by musely být opatřeny pryžovými lůžky, případně naklápěcími ložisky, sférickým kloubem.

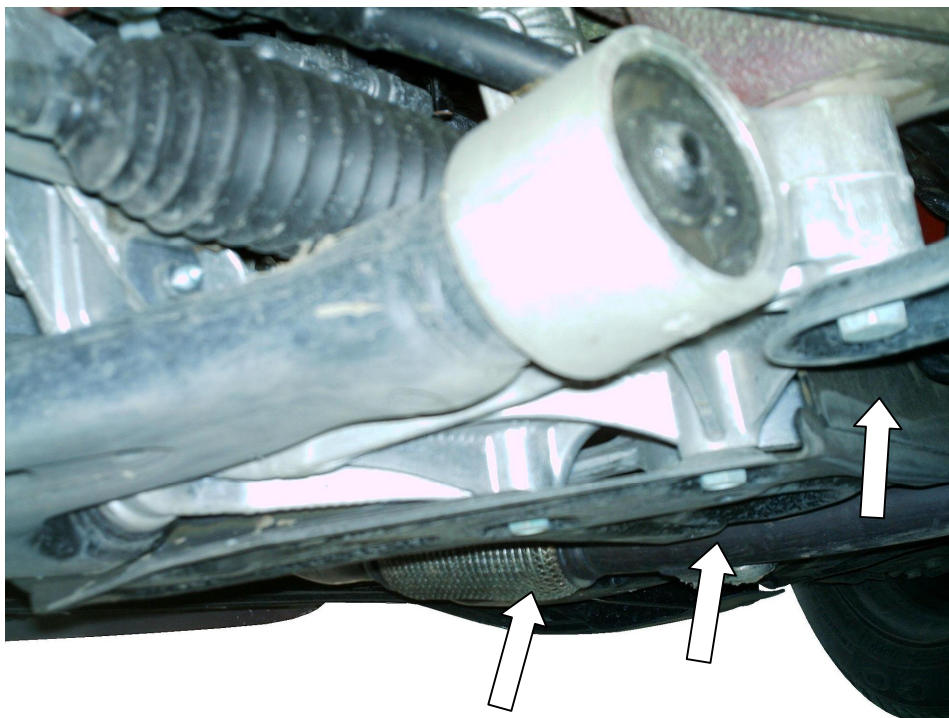
Mechanismy v této variantě vnášejí do zařízení chyby. Ani Wattův přímovod, ani paralelogram nevedou hřídel s nápravou v přímce rovnoběžné s osou z. Navíc zabírají dost místa, což je problém hlavně paralelogramu. Z těchto důvodů byla zvolena jiná varianta.

7.4.2 Varianta 2



Obr. 15, Schéma testovacího zařízení s naznačenými povolenými pohyby, vertikální pohyb je zajištěn sloupky s vedením, naklápění je umožněno hřídelí (pohled ve směru osy x podle obr. 12)

V automobilu je několik míst, jimiž je náprava přichycena ke karoserii (viz obr. 16). U vozu Škoda Roomster a Fabia jsou čtyři otvory pro spojení nápravnice, k připevnění ke karoserii slouží další dva otvory v „konzolách“ nápravy a dvě sedla odpružení.



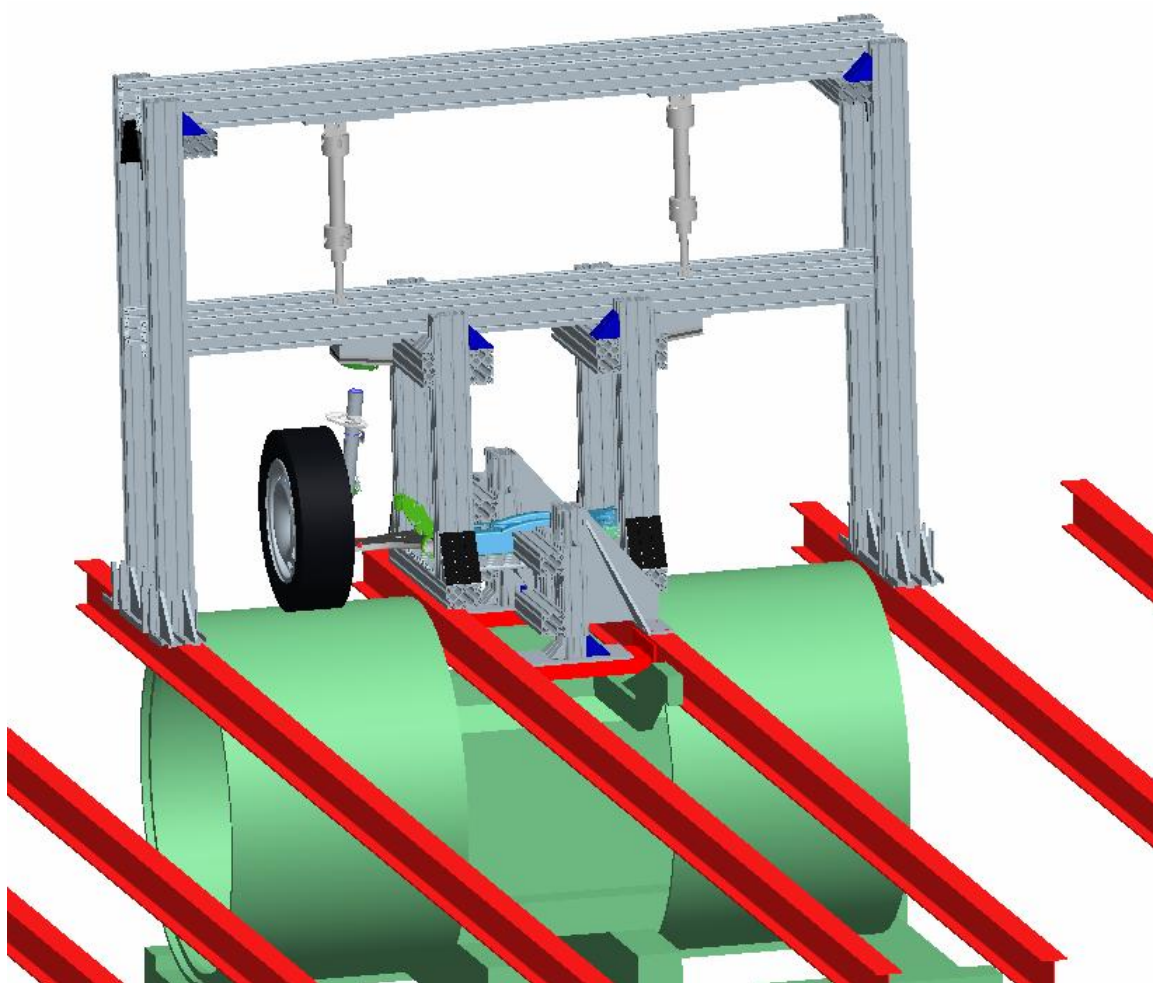
Obr. 16, Uchycení nápravy na automobilu Škoda Fabia, na snímku je možné vidět dva šrouby spojující nápravnici a jeden v „konzoli“ (snímek od levého předního kola), další místo připevnění nápravy k automobilu je sedlo u odpružení

Stejně tak tomu je i zde. Nápravnice je šesti šrouby připevněna k desce, která dohromady s rámem a uchycením pružin a tlumičů nahrazuje část karoserie automobilu. Pod deskou je v podélném směru hřídel, okolo které se může deska s celou nápravou otáčet. Je tak dovolen pohyb podobný naklápění vozidla, tedy rotace okolo osy x. Tato hřídel je připevněna k ložiskům lineárního vedení, která se pohybují po tuhých sloupcích. Tyto sloupky jsou postaveny ve směru osy z a ložiska se po nich mohou pohybovat pouze v tomto směru. Ostatní pohyb je jim zamezen. „Povolené“ a „zakázané“ pohyby nápravy jsou tím vyřešeny. Velmi zjednodušeně je to znázorněno výše na obr. 15.

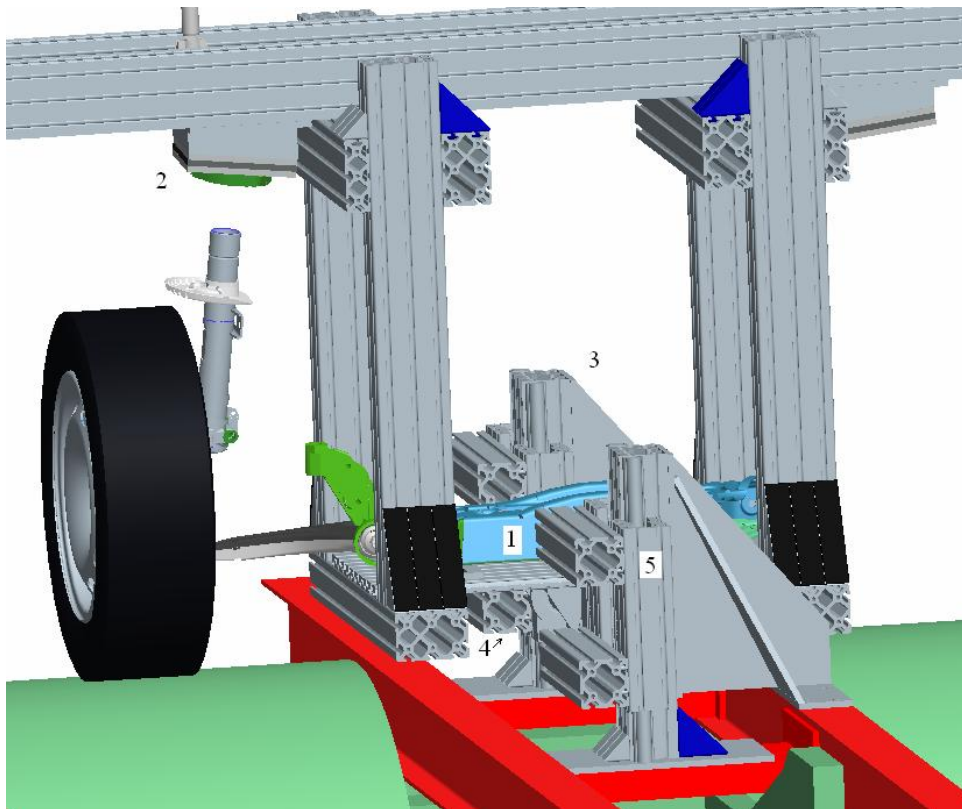
Zbývá vyřešit možnost zatěžování nápravy. To obstarají dva přímočaré hydromotory, které se opírají o rám klenoucí se přes celé zařízení.

7.5 Popis zkušebního zařízení

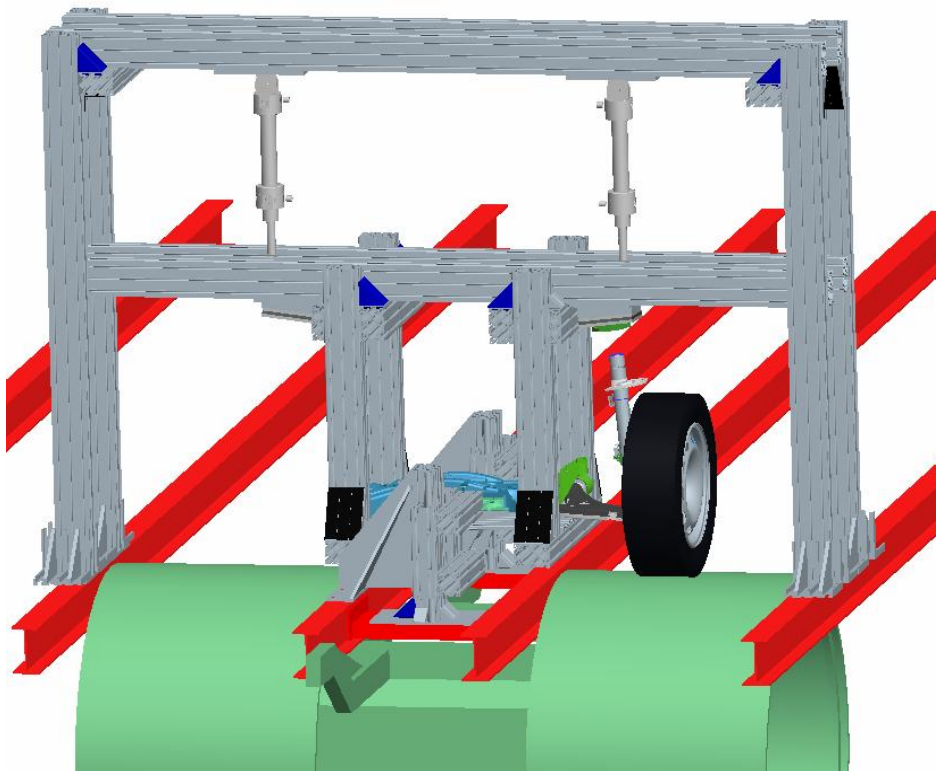
Zkušební zařízení pro systémy řízení steer – by – wire popsané v této práci vychází z několika jiných zařízení, jak bylo popsáno dříve, a je zasazeno do konstrukce válcové brzdy a využívá ji. Bylo navrhováno , aby bylo možné zkoušet různé nápravy. Přesto je třeba uvažovat konkrétní vůz a na případné jiné nápravy některé drobnosti nastavit či vyměnit. Pro tento zkušební stav je zvolen vůz Škoda Roomster, jenž má stejnou nápravu jako typová řada Fabia od téže značky. Na obrázcích 17, 18, 19 a v příloze č. 3 je toto nové zařízení vidět z několika pohledů.



Obr. 17, Zkušební zařízení s válcovou brzdou. Pohled ve směru osy x.



Obr. 18, Detail naklápací části zkušebního zařízení s levým předním kolem. Na obrázku můžeme vidět nápravu (1) připevněnou k desce, uložení tlumičů (2), sloupky s vedením (3), po kterých jezdí bloky s „kladičkami“ (5) a držáky hřídele, okolo které se naklápí náprava



Obr. 19, Testovací zařízení zředu, proti ose x

Na těchto obrázcích lze rozpoznat několik základních součástí: válcová brzda (viz 7.2, zeleně), I - profily, které tvoří nosnou část podlahy zkušební místnosti (červeně), náprava s kolem, konstrukce zkušebního zařízení (většinou šedou barvou).

Elektrická brzda, jejíž úchyty jsou částečně zabetonovány i nosníky tvořící podlahu místnosti jsou dostatečně tuhým rámem. Ke zmiňovaným nosníkům (profil I 155 x 90) je připevněn rám, který se klene přes celou brzdu a má důležitou úlohu při přitlačování nápravy k válcům (pohyb v ose z).

7.5.1 Rám

Rám zkušebního zařízení je složen z osmi nosníků od firmy Item (viz. Seznam dílů, příloha č. 2), které jsou určeny pro tzv. „stavebnicové“ konstrukce. Obrovskou výhodou tohoto systému je variabilita, neboť takto složená zařízení se dají po montáži opět jednoduše rozebrat, profily posouvat, přestavovat, doplňovat, zaměňovat apod. Na obr. 20 je tento rám samostatně, bez naklápěcí části.



Obr. 20, Rám testovacího zařízení z profilů Item

Materiál nosníků je slitina hliníku s hořčíkem, křemíkem, železem a dalšími prvky. Parametry materiálu jsou v tabulce č. 2. Slitina má značku AlMgSi0.5 a je vyráběna podle normy DIN 1725 T.1-83.

| | |
|--------------------------------|---|
| Pevnost v tahu Rm | Min. 245 N/mm ² |
| Limit Rp 0.2 | Min. 195 N/mm ² |
| Hustota | 2700 kg/m ³ |
| Prodloužení A ₅ | Min. 10 % |
| Součinitel tepelné roztažnosti | 23,6 x 10 ⁻⁶ K ⁻¹ |
| Modul pružnosti E | 70 000 N/mm ² |
| Tvrдость | 75 HB |

Tabulka č. 2, Některé parametry materiálu nosníků (AlMgSi0,5)

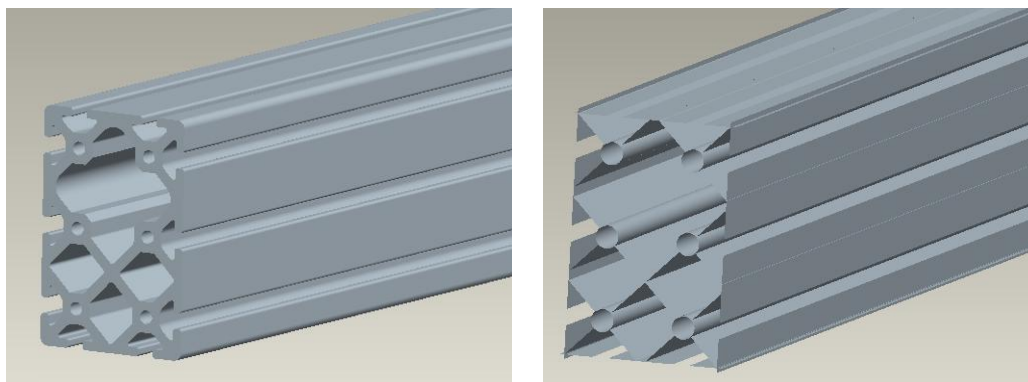
Díky svému profilu jsou nosníky tuhé na ohyb i krut. Navíc jsou duté, což umožňuje jejich využití jako bezpečného vedení pro nějaké vodiče, případně pomocné hydraulické obvody.

K podlaze jsou nosníky připevněny deskou, plechem o tl. 12 mm, k němu množstvím úchytů. Těmi mohou být např. klíny, které dodává firmy Item k nosníkům, zde je jich 16 (při použití klínu 8 160 x 160).

V rozích jsou k sobě nosníky přichyceny opět těmito klíny a pro zpevnění a pevné určení vzdálenosti vrchních profilů jsou doplněny krátkým nosníkem. Na vrchních, horizontálních jsou přišroubovány desky s úchyty pro přímočaré hydromotory. Těmi bude náprava přitlačována dolů. Postranní nosníky jsou namáhány hlavně na tah, vodorovné zejména na ohyb.

7.5.1.1 Zjednodušení

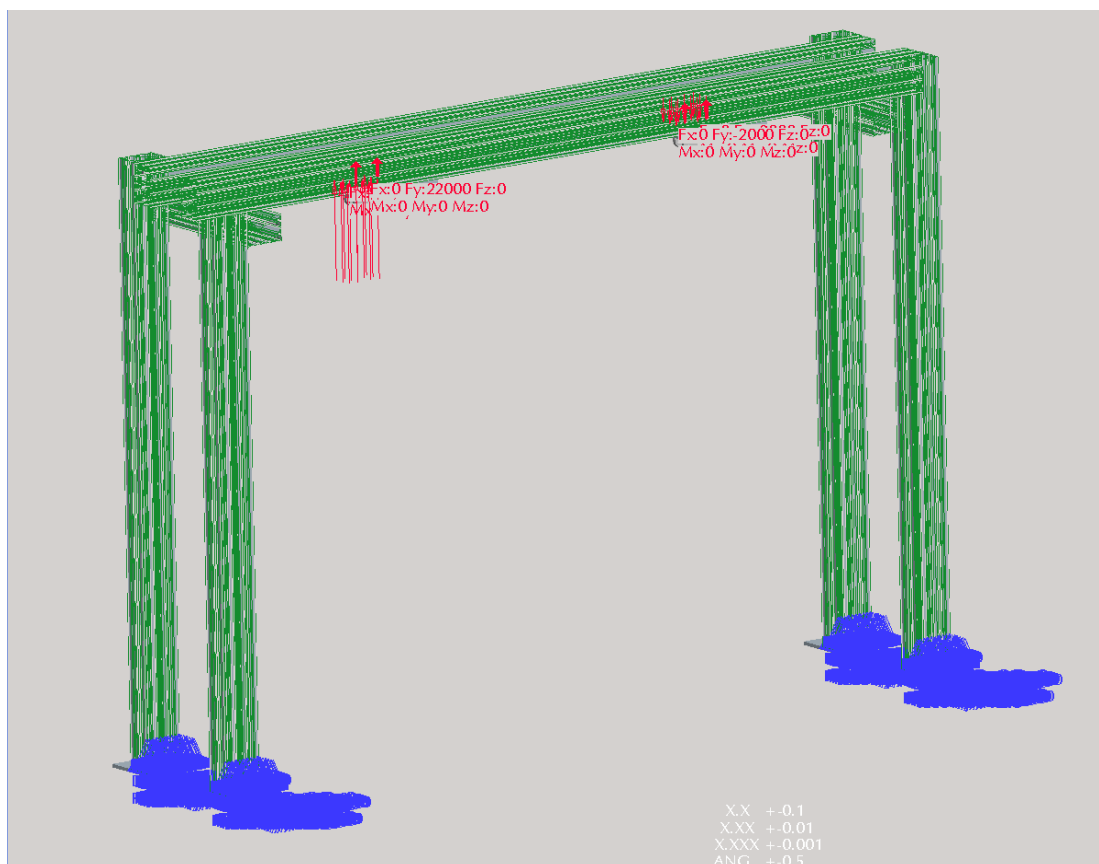
Výpočet napětí byl proveden v programu ProMechanica, metodou FEM. Profily jsou překresleny z „objemových“, tzv. solid, součástí na výrobky podobné plechovým, tzv. shelly, viz obr. 21. Tímto je dosaženo značné zjednodušení a zkrácení výpočtu.



Obr. 21, „Objemový“ (vlevo) a tzv. shellový model profilu s drážkou 8 mm, rozměr 80 x 120 mm

7.5.1.2 Okrajové podmínky

Konce svislých sloupků, které mají být v reálu pevně připevněny k podlaze zkušebny, jsou taktéž v prostředí programu ProMechanica vetknuty do „rámu“. Je jim zamezen posuv ve všech třech osách i rotace okolo nich. Na obr. 22 jsou okrajové podmínky i zatěžující síly. Svislé nosníky v ose z jsou s vodorovnými v ose x i y spojeny vazbou úsečka – plocha, spojem je úsečka, vzniknou zde tedy „špičková“ napětí, která ve skutečnosti na součástech nebudou.



Obr. 22, Zatěžování rámu zkušebního zařízení v programu Pro mechanica

7.5.1.3 Zatěžování

Zatěžovací síly jsou vypočteny z možných situací vznikajících na vozidle. Rám bude namáhán silami odpovídajícími radiálními reakcím mezi vozovkou a kolem. Největší radiální síly mezi vozovkou a automobilem vzniknou zřejmě při brzdění za jízdy z kopce a navíc do zatáčky, kdy bude např. levé přední kolo mnohem níže než pravé zadní kolo. Takové a podobné situace vedou spíše na výpočet např. v programu Adams. To však nebylo předmětem této Diplomové práce, proto jsou uvedeny zjednodušené situace a od nich odvozené zatížení.

Při stání a při běžné jízdě bez brzdění či zrychlování jsou svislé reakce mezi vozovkou a vozidlem malé, odpovídající přibližně

$$Z_p = m \cdot g \cdot \frac{l_z}{l} \text{ pro přední nápravu a} \quad (2)$$

$$Z_z = m \cdot g \cdot \frac{l_p}{l} \text{ pro zadní nápravu.} \quad (3)$$

Ve výpočtu je m hmotnost vozidla, g gravitační zrychlení, l_p vzdálenost těžiště od přední nápravy, l_z vzdálenost od zadní nápravy a l rozvor náprav.

Výpočet reakcí byl proveden pro situace, při nichž jsou kola více přitlačována k podkladu než obvykle a vznikají větší radiální síly.

K těmto situacím patří:

- brzdění na rovině
- brzdění z kopce
- průjezd zatáčkou
- jízda po nakloněné rovině
- jízda zatáčkou v kopci

Brzdění na rovině

Při brzdění na rovné podložce působí na vůz kromě svislého tíhového zrychlení g také brzdná reakce na předních kolech B_p a zadních kolech B_z , vliv má také vzdálenost těžiště od podložky h . Brzdění je též závislé na součiniteli přilnavosti φ .

Mezi reakcemi i vstupními veličinami jsou takovéto vztahy:

$$Z_p + Z_z = m \cdot g \quad (4)$$

$$B_p + B_z = m \cdot a \quad (5)$$

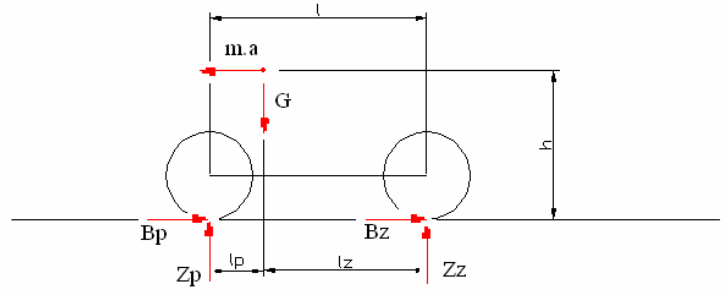
$$l_p \cdot m \cdot g - Z_z \cdot l - m \cdot a \cdot h = 0 \quad (6)$$

$$a = j \cdot g \quad (7)$$

$$B_p + B_z = j \cdot (Z_p + Z_z) \quad (8)$$

$$Z_z = \frac{m \cdot j \cdot g \cdot h - l_p \cdot m \cdot g}{l} \quad (9)$$

$$Z_p = \frac{m \cdot j \cdot g \cdot h + l_z \cdot m \cdot g}{l} \quad (10)$$



Brzdění z kopce:

Při brzdění z kopce přistupuje k výše popsané situaci ještě vliv od naklonění podložky o úhel α , změní se úhel mezi gravitačním zrychlením g a souřadným systémem automobilu.

$$m \cdot a + m \cdot g \cdot \sin(\alpha) = B_p + B_z \quad (11)$$

$$Z_p + Z_z = m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \quad (12)$$

$$B_p + B_z = j \cdot (Z_p + Z_z) \quad (13)$$

$$m \cdot a + m \cdot g \cdot \sin(\alpha) = j \cdot (Z_p + Z_z) \quad (14)$$

$$m \cdot a = j \cdot (Z_p + Z_z) - m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (15)$$

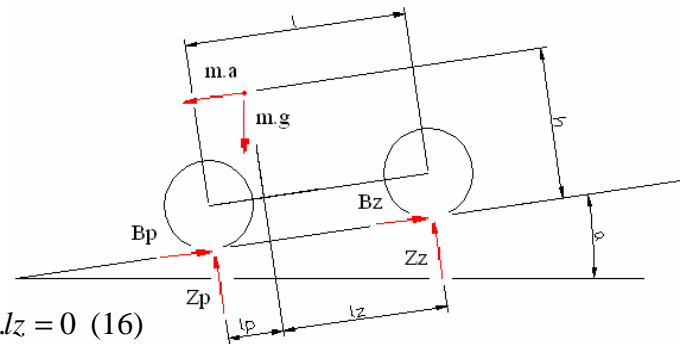
$$Z_p \cdot l - m \cdot a \cdot h - m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot h - m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot l_z = 0 \quad (16)$$

$$Z_p = \frac{m \cdot a \cdot h + m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot h + m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot l_z}{l} \quad (17)$$

$$Z_p = \frac{j \cdot m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot h + m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot l_z}{l} \quad (18)$$

$$Z_z \cdot l - m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot l_p + m \cdot a \cdot h + m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot h = 0 \quad (19)$$

$$Z_z = \frac{m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot l_p - j \cdot m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot h - 2 \cdot m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot h}{l} \quad (20)$$



Průjezd zatáčkou:

Na automobil jedoucí zatáčkou působí odstředivá síla odpovídající $m \cdot \frac{v^2}{r}$, kde v je rychlost vozidla a r je poloměr zatáčky. Ve výpočtu je dále Y značka pro boční sílu, bp je rozchod předních kol, index i je pro vnitřní stranu vozidla a o pro stranu vzdálenější od středu otáčení (např. podle Fundamentals of vehicle dynamics, Thomas D. Gillespie).

$$m \cdot g = Z_i + Z_o \quad (21)$$

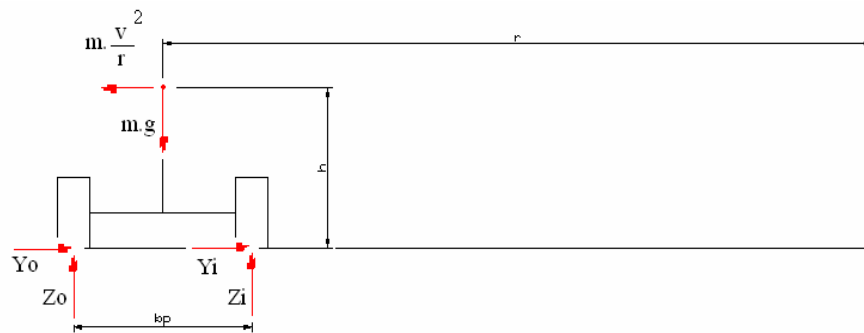
$$m \cdot \frac{v^2}{r} = Y_i + Y_o \quad (22)$$

$$m \cdot \frac{v^2}{r} \cdot h - m \cdot g \cdot \frac{bp}{2} + Z_i \cdot bp = 0 \quad (23)$$

$$Z_i = \frac{-m \cdot \frac{v^2}{r} \cdot h + m \cdot g \cdot \frac{bp}{2}}{bp} \quad (24)$$

$$m \cdot \frac{v^2}{r} \cdot h + m \cdot g \cdot \frac{bp}{2} - Z_o \cdot bp = 0 \quad (25)$$

$$Z_o = \frac{m \cdot \frac{v^2}{r} \cdot h - m \cdot g \cdot \frac{bp}{2}}{bp} \quad (26)$$



Jízda po nakloněné rovině:

Pokud jede automobil po nakloněné rovině, myšleno po vrstevnici, přitěžuje se dvojice kol, která je níže. Indexy d a h značí dolní a horní (níže a výše položenou) část vozidla.

$$Z_d + Z_h = m \cdot g \cdot \cos(a) \quad (27)$$

$$Y_d + Y_h = m \cdot g \cdot \sin(a) \quad (28)$$

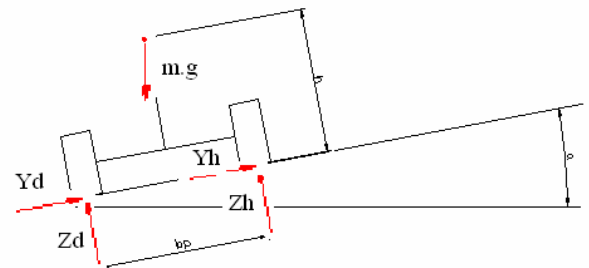
$$Y_d + Y_h = j \cdot (Z_d + Z_h) \quad (29)$$

$$Z_d \cdot bp - m \cdot g \cdot \cos(a) \cdot \frac{bp}{2} - m \cdot g \cdot \sin(a) \cdot h = 0 \quad (30)$$

$$Z_d = \frac{m \cdot g \cdot \cos(a) \cdot \frac{bp}{2} + m \cdot g \cdot \sin(a) \cdot h}{bp} \quad (31)$$

$$Z_h = bp - m \cdot g \cdot \cos(a) \cdot \frac{bp}{2} + m \cdot g \cdot \sin(a) \cdot h = 0 \quad (32)$$

$$Z_h = \frac{m \cdot g \cdot \cos(a) \cdot \frac{bp}{2} - m \cdot g \cdot \sin(a) \cdot h}{bp} \quad (33)$$



Jízda zatáčkou v kopci:

Zde se kombinuje účinek od naklonění i od odstředivé síly. Situace je v rovnicích popsána v okamžiku, kdy se automobil nachází ve spodní části zatáčky a zároveň jede po vrstevnici.

$$Y_i + Y_o = m \cdot \frac{v^2}{r} + m \cdot g \cdot \sin(a) \quad (34)$$

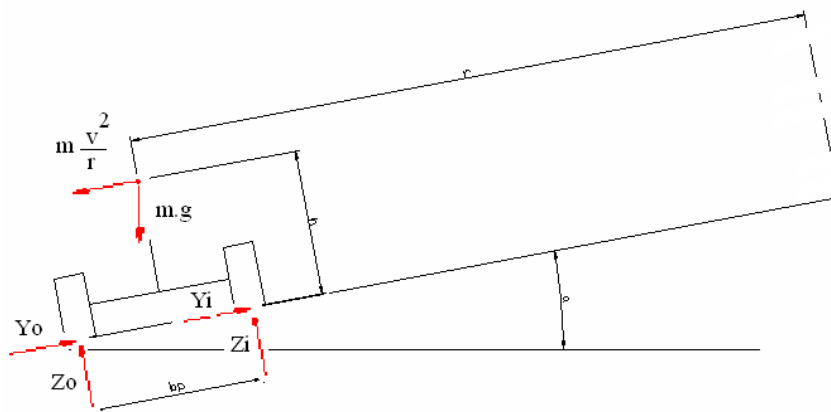
$$Z_i + Z_o = m \cdot g \cdot \cos(a) \quad (35)$$

$$m \cdot \frac{v^2}{r} \cdot h + m \cdot g \cdot \sin(a) \cdot h + Z_i \cdot bp - m \cdot g \cdot \cos(a) \cdot \frac{bp}{2} = 0 \quad (36)$$

$$Z_i = \frac{-m \cdot \frac{v^2}{r} \cdot h - m \cdot g \cdot \sin(a) \cdot h + m \cdot g \cdot \cos(a) \cdot \frac{bp}{2}}{bp} \quad (37)$$

$$m \cdot \frac{v^2}{r} \cdot h + m \cdot g \cdot \sin(a) \cdot h - Z_o \cdot bp + m \cdot g \cdot \cos(a) \cdot \frac{bp}{2} = 0 \quad (38)$$

$$Z_o = \frac{m \cdot \frac{v^2}{r} \cdot h + m \cdot g \cdot \sin(a) \cdot h + m \cdot g \cdot \cos(a) \cdot \frac{bp}{2}}{bp} \quad (39)$$



Rám bude ve většině případů zatěžován malými silami odpovídajícími výpočtům na začátku. Přesto je třeba alespoň zjednodušeně získat radiální reakce pro „horší“ situace, výpočet provést pro větší zatížení a navrhnout vhodně rám.

Pro zjednodušení byl vytvořen krátký program v MS Excel. Dají se v něm měnit parametry automobilu a získat tak přibližné radiální reakce mezi vozovkou a kolem pro různé vozy i situace. V tabulce č. 3 jsou zmíněny některé parametry vozu Škoda Roomster, pro jehož nápravu je zařízení přednostně navrhováno.

| | značka | jednotka | hodnota |
|----------------------|--------|----------|---------|
| rozvor náprav | l | [m] | 2,617 |
| rozchod předních kol | bp | [m] | 1,435 |
| rozchod zadních kol | bz | [m] | 1,5 |
| výška těžiště | h | [m] | 0,585 |
| hmotnost celková | m | [kg] | 1770 |

Tabulka č. 3, Vybrané parametry vozu Škoda Roomster

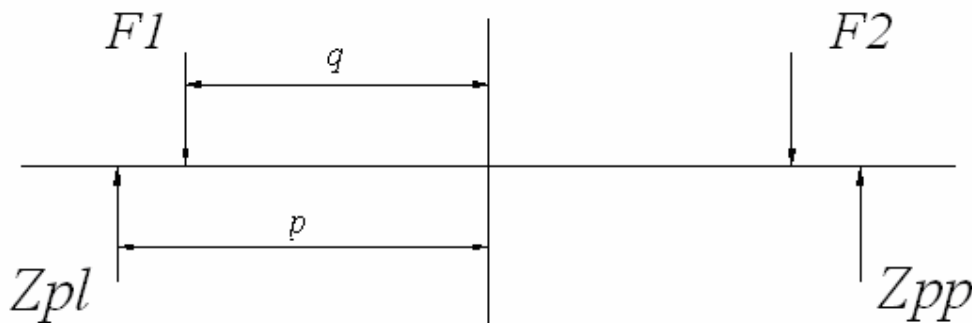
Dříve popsané fyzikální vztahy jsou v podstatě „vsazeny“ do prostředí programu MS Excel. Rozchod kol je do rovnic dosazován jako rozchod předních kol bp , neboť jde o přední nápravu a toto zjednodušení by nemělo mít na výsledné reakce velký vliv.

Při pohledu do tabulky č. 4 je patrné, že parametry výpočtu byly zvoleny tak, aby při takových podmínkách ve skutečnosti došlo téměř k nestandardní situaci. Při zatáčení v kopci zatáčkou o malém poloměru (při vyšší rychlosti) začne zadní vnitřní kolo téměř ztrácet kontakt s vozovkou (radiální reakce je téměř nulová). V tom případě je vnější přední kolo zatěžováno více a radiální reakce mezi ním a vozovkou je největší ze všech zkoušených situací. Poloměr zatáčení je vzat jako nejmenší poloměr otáčení vozu Škoda Roomster. Rychlost je pak nastavena (a zaokrouhlena) na 23,5 km/h, kdy se zmíněná reakce blíží k nule (při rychlosti 25 km/h již vychází síla F_z záporná). Přítlak vzduchu, síla, která by tlačila automobil k podložce je zanedbána, neboť jednak nejsou veřejně známy koeficienty, jež by tuto karoserii popisovaly a jednak by zřejmě měla tato síla vzhledem k ostatním jen malý vliv. Sklon vozovky je zvolen s ohledem na právní zajištění dopravních komunikací v České republice (a zvýšen na 15 %). Rychlostní komunikace a dálnice mají podle ČSN 73 6101 sklon do 6%. Celkově by v naší zemi neměla být běžná veřejná komunikace s nakloněním větším než 12 %.

| Roomster | | | | Brzdění - rovina | Na nápravy | Na jednotlivá kola (levé, pravé) |
|---------------------------------------|-------------------|---|--------------|----------------------------|-------------------|---|
| rozvor náprav | l | [m] | 2,617 | Zp= | 12576,30166 | 6288,150829 |
| | | | | | | 6288,150829 |
| rozchod předních kol | bp | [m] | 1,435 | Zz= | 4787,398342 | |
| rozchod zadních kol | bz | [m] | 1,5 | | | |
| výška těžiště | h | [m] | 0,585 | | | |
| hmotnost celková | m | [kg] | 1770 | | | |
| hmotnost provozní | mu | [kg] | 1255 | | | |
| úhel klesání | α | [°] | 8,5351 | | | |
| vzdálenost těžiště od př. nápravy | lp | [m] | 1,0725 41 | | | |
| vzdálenost těžiště od zad. nápravy | lz | [m] | 1,5444 59 | | | |
| součinitel přilnavosti | φ | [-] | 0,6 | | | |
| poloměr zatáčení | r | [m] | 4,4325 | | | |
| rychlost | v | [m/s] | 6,5278 | | | |
| | | | | | | |
| Brzdění – z kopce | Na nápravy | Na jednotlivá kola (levé, pravé) | | Na vrstevnici | Na nápravy | Na jednotlivá kola (dolní, horní) |
| Zp= | 13012,9385 | 6506,469252 | | Zd= | 9635,83707 | 5686,72351 |
| | | 6506,469252 | | | | |
| Zz= | 4158,655647 | | | Zh= | 7535,75708 | 4447,33205 |
| | | | | | | |
| Průjezd zatáčkou | Na nápravy | Na jednotlivá kola (vnější, vnitřní) | | Zatáčka v kopci | Na nápravy | Na jednotlivá kola (vnější, vnitřní) |
| Zo= | 15618,6506 | 9217,56428 | | Zo= | 16572,6377 | 9780,57304 |
| Zi= | 1745,04941 | 1029,86523 | | Zi= | 598,956495 | 353,482522 |

Tabulka č. 4, Výsledná část s radiálními reakcemi převzatá z MS Excel (v pravých sloupcích jsou uváděny reakce mezi vozovkou a koly přední nápravy v Newtonech)

Síly přitlačující nápravu k válcům ($F1$, $F2$) a namáhající tím rám, mají působíště jinde než reakce mezi podkladem (válcí, vozovkou) a koly (F_{pl} , F_{pp}), jak ukazuje obr. 23 (pohled v ose x).



Obr. 23, Schéma k výpočtu sil

Hydromotory se opírají o uložení pružin a tlumičů. Toto působíště je umístěno poněkud blíže středu nápravy než působíště reakcí na kolech. Zjednodušeně lze napsat závislost přitlačných sil na vzdálenosti a reakcích takto:

$$F1 = \frac{Z_{pl} \cdot (p + q)}{2q} - \frac{Z_{pp} \cdot (p - q)}{2q} \quad (40)$$

$$F2 = \frac{Z_{pp} \cdot (p + q)}{2q} - \frac{Z_{pl} \cdot (p - q)}{2q} \quad (41)$$

Ve výpočtu jsou označeny Z_{pl} a Z_{pp} reakce na levém a pravém kole, stejně tak by tam mohlo být napsáno Z_{po} , Z_{pi} z tab. 4. Ramena p a q jsou vzdálenosti sil od střední svislé podélné roviny nápravy a dosahují hodnot přibližně 715 (p) a 585 mm (q). Do rovnic byly dosazeny za Z_{pl} , Z_{pp} největší a nejmenší hodnoty z tab. č. 4 (F_o a F_i od situace „Zatáčka v kopci“), navíc vynásobeny koeficientem 2. Poté vychází síly $F1$ a $F2$ takto:

$$F1 = 21\,656 \text{ N}$$

$$F2 = -1387,95 \text{ N}$$

Síly působící na rám vycházejí nejen relativně velké, ale na druhé straně i v opačném smyslu. Je nutné zopakovat, že síly vycházejí z mezních stavů a do rámu se budou přenášet jen zřídka. Přesto jsou při výpočtu zvětšeny a zaokrouhleny. Rám je zatěžován silou 22 000 N na jedné podpoře a 2000 N v opačném smyslu na podpoře druhé.

7.5.1.4 Analýza výsledků simulace

Na následujících obrázcích jsou napětí v materiálu od zatěžujících sil.



Obr. 24, Napětí na konstrukci rámu zkušebního zařízení

Na obr. 24 je znázorněno napětí na rámu, jehož se docílilo zmíněným zatěžováním. Největší napětí jsou na vrchních stranách horizontálních nosníků. Dosahují hodnot do 35 MPa (na obr. je místo s napětím přibližně 32 MPa), což vyhovuje, neboť (podle tab. 2) materiál profilů má $R_{p0,2} = 195$ MPa. Navíc je rám dostatečně tuhý, neboť posunutí při zatížení 22 000 N dosáhlo v nejhorším případě přibližně 3.2 mm.

7.5.2 Kontrola hřídele a uložení ložisek

Povolení a zakázání pohybů nápravy je dáno soustavou lineárních vedení a hřídele, okolo které se naklápí náprava (viz. obr. 15). Aby se naklápěla stejně nebo alespoň podobně jako při běžné jízdě, měla by se otáčet okolo osy klopení. Ta se nachází obvykle přibližně v rovině xz automobilu a směřuje zpředu zdola mírně vzhůru dozadu (mezi středem klopení přední a zadní nápravy). Tato osa je pro různé uspořádání náprav (McPherson, lichoběžníková náprava,...), různé automobily a různé podmínky

jízdy různě vysoko. Pro nápravu vozu Škoda Roomster byl zkonstruován přibližný střed klopení a jím je vedena hřídel, okolo které bude zařízení naklápět deskou na níž je připevněna náprava.

Na spodní straně desky jsou připevněna uložení, tzv. „skříňky“, ložisek. Tyto "skříňky" jsou k desce uchyceny čtyřmi šrouby přes oválné otvory, takže můžeme jejich polohu nastavit podle potřeby. Ložiska byla zvolena kuželíková, neboť musí zachytit axiální i radiální síly. Na hřídeli jsou stažena pomocí matice KM, která je zajištěna podložkou MB. Hřídel je mezi lineárními vedeními, která se nachází před a za nápravou (v podélném směru). Vedení se skládá z bloků s „kladičkami“ a vlastního vedení.

Bloky jsou na každé straně nápravy dva a každý má v sobě dvě „kladičky“. Tento blok je spojen dvěma nosníky s druhým takovým a obepínají tak sloupek s vedením. To se skládá z válečků o průměru 25 mm, po kterých se odvalují kladičky a sloupků, které tvoří nosnou část vedení. Sloupky jsou z profilu Item připevněného na spodním konci klíny, které výrobce k nosníkům dodá. Tyto sloupky jsou vyztuženy jednoduchou svařovanou konstrukcí přišroubovanou k I profilům v podlaze. Jelikož střed klopení vychází nízko, musí být sloupky posunuty pod podlahu místnosti. Jedná se o jednoduchou úpravu, jenž nemá vliv na chod válcové brzdy a nijak ji neomezuje.

Celý tento systém lineárního vedení, který mimo jiné zabraňuje otáčení nápravy kolem osy y, je pojištěn nosníky, ke kterým jsou připevněna uložení tlumičů a které jsou v případě potřeby vedeny na obou koncích v rámu.

7.5.2.1 Zjednodušení

Aby se zjednodušil výpočet, provedený opět v programu ProMechanica, byla deska s nápravou a koly nahrazena tuhým blokem. Budeme předpokládat, že je náprava natolik tuhá, aby svou změnou tvaru neovlivnila směry a polohu působišť sil.

7.5.2.2 Okrajové podmínky

„Náhrada nápravy“ (tuhý blok) je postavena na desky, které představují povrch válce a jsou jakoby vetknuty do rámu (zamezen posuv ve všech směrech). Mezi deskami a „náhradou nápravy“ jsou vytvořeny tzv. kontakty. Blok se tak může desky dotknout, smýkat se po ní.

Lineární vedení je nahrazeno posuvnou vazbou na povrch držáků hřídele ve směru osy z.

7.5.2.3 Zatěžování

Při zatáčení a brzdění zároveň začne být soustava komplikovaně namáhána, jedno kolo je přitlačováno k válci, druhé má tendenci se zvedat. Síly na kola působí ve všech třech osách a přes nápravu s deskou namáhají domečky ložisek a hřídel. Síly na kolech však nemohou být jakkoli velké, vezměme v úvahu tzv. Kammovu kružnici (obr. 25). Síly přenesitelné na kolo jsou omezeny součinitelem soudržnosti mezi vozovkou a kolem φ . Předpokládejme, že je tato přilnavost stejná v příčném i podélném směru (ve skutečnosti je větší v podélném směru). Velikost výsledné síly je pak

$$G = \sqrt{B^2 + S^2} \leq j \cdot Z,$$

kde je obecně B brzdná síla, S síla do boku a Z radiální reakce mezi vozovkou a kolem.



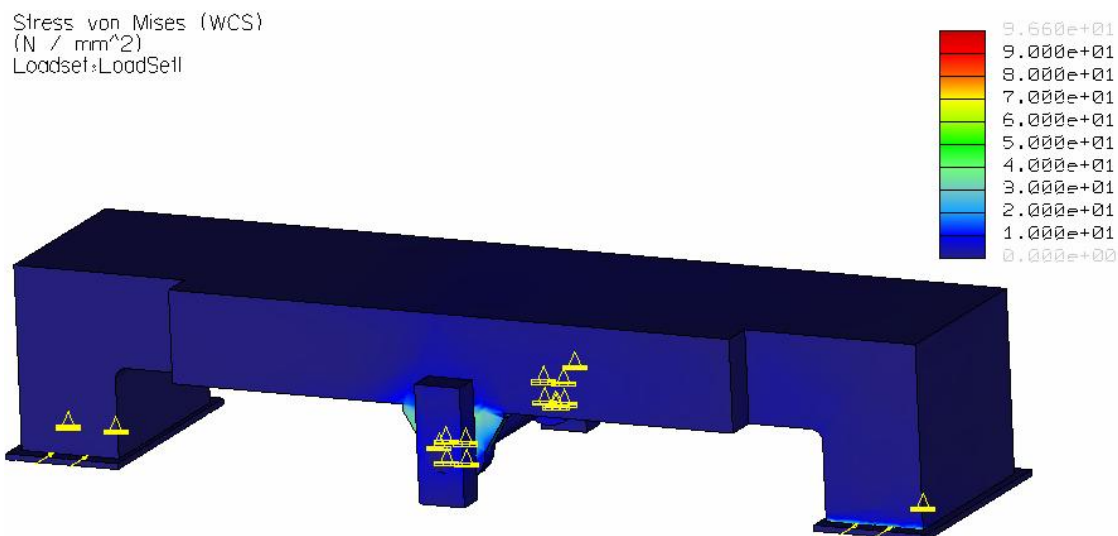
Obr. 25, Kammova kružnice

Pokud překročí síly stanovenou kružnici ($\varphi \cdot Z$), automobil se pohybuje smykem. Obecně lze tedy předpokládat, že na kola nelze větší sílu přenést. I když je situace na válci odlišná, zamezujeme pohybu do boku, stejně síly nepřesáhnou výslednic ze zmíněné hypotézy. Od toho je také odvozena kontrola hřídele a domečků ložisek.

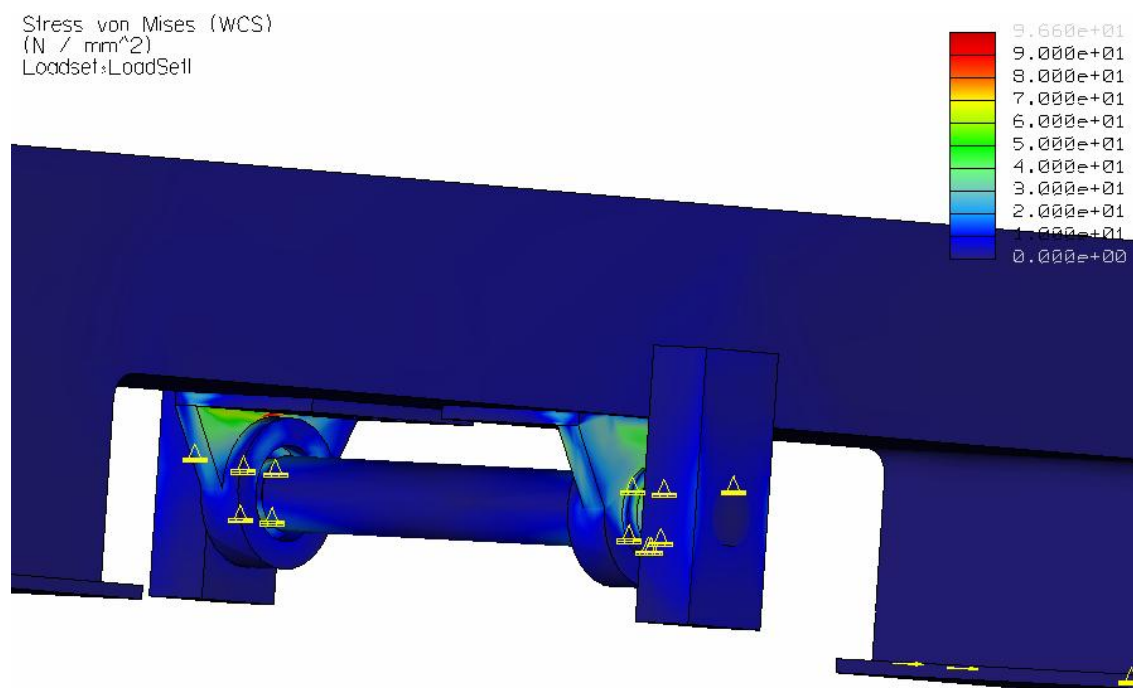
Maximální výslednice je rovna zmíněné $Z \cdot \varphi$, tedy přibližně 6000 N pro jedno a 12000 N pro druhé kolo. Po vynásobení koeficientem bezpečnosti 2 se dostaneme na hodnotu 12000 N a 425 N. Takovými silami bude soustava zatěžována.

Při brzdění bez zatáčení síly působí jen v podélném směru. Situace odpovídá např. jinému součiniteli soudržnosti na levém a pravém kole. Jde spíše o fiktivní případ, který více zatěžuje soustavu. Výsledné napětí je na obr. 26, na němž je vidět zvýšené

namáhání v držáku ložisek (maximální hodnoty napětí zde dosahují přibližně do 80 MPa). Hřídel, jejíž nejmenší průměr je 44 mm, je velice tuhá a zatížení bez problémů odolá.



Obr. 26, Napětí na zjednodušené soustavě náprava, držáky ložisek, lineární vedení. Celkový pohled v ose x.

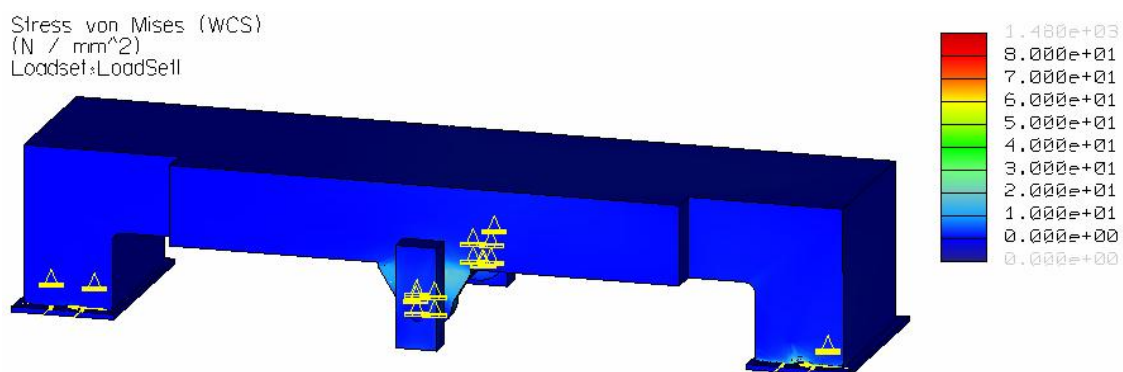


Obr. 27, Napětí na držácích ložisek

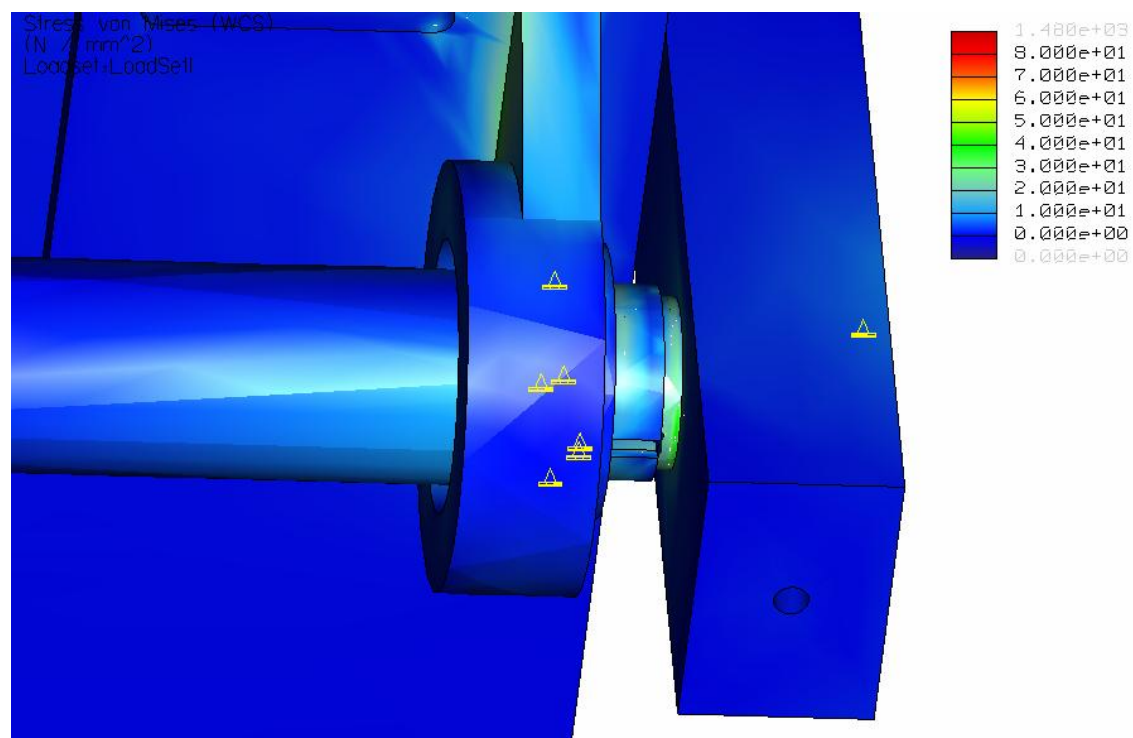
Na válcové brzdě se zřejmě za žádných okolností nepřenese jen boční síla. Při zamezení pohybu do strany se bude pneumatika smýkat a síly budou působit i v podélném směru. Jaké reakce budou vznikat samozřejmě znovu velmi záleží na

natočení kol, použitých pneumatikách i nápravě. Přesto při pokusu zatížení soustavy silou ve směru osy y hřídel i „domečky“ ložisek s rezervou vydrží.

Zatočíme-li na válcové brzdě, zkombinujeme působení v příčném i podélném směru a měli bychom dosáhnout sil, které v reálných podmínkách vzniknou při jiném natočení kol. Vzhledem k tomu, že kontrolujeme hřídel a držáky ložisek, je možné tento rozdíl zanedbat a předpokládat, že takovými silami bude někdy sestava zatěžována. Při zatěžování silou 6000 N v podélném a 6000 N v příčném směru na jednom kole a podobně rozloženou silou 425 N na kole druhém vzniká napětí, které je možné vidět na obr. 28.



Obr. 28, Napětí na sestavě „náhrada nápravy“, držáky ložisek, hřídel

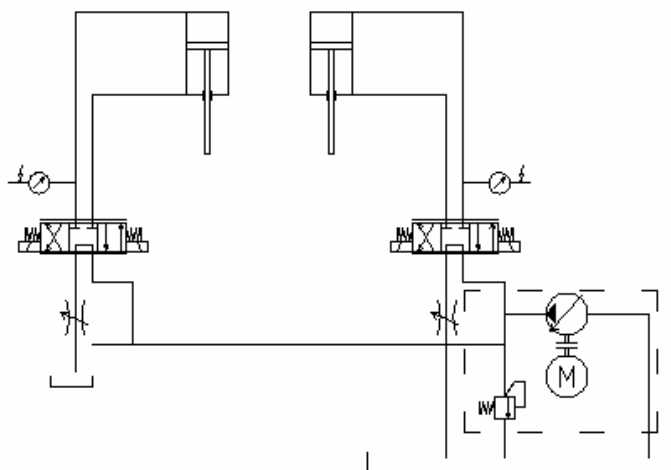


Obr. 29, Detail napětí na držácích ložisek a na hřídeli

U všech výše zmíněných druhů namáhání držáky i hřídel vydrželi bez větších problémů. Držáky jsou navrženy z oceli 11 523.1, jejíž dovolené napětí je u plechů minimálně 353 MPa, u tyčí kruhového průřezu 333 MPa. Při zatěžování se v nich objevila maximální napětí do 100 MPa. Na hřídeli vyšla napětí přibližně stejně velká, proto lze říci, že při volbě materiálu pro hřídel 11 500.2, který je velmi podobný (Re minimálně 294 MPa), by měla soustava aplikaci s rezervou vydržet. Posuvy hřídele i uložení ložisek jsou velmi malé, v řádu desetin milimetru, zařízení je tuhé. Při zatížení zřejmě bude nejslabším článkem kontakt kola s válcem, kolo se bude smýkat dříve než se začnou prvky soustavy nějak výrazně deformovat.

7.6 Hydraulický obvod

Hydraulický obvod (viz. obr. 31) byl navržen s ohledem na síly odpovídající předpokládaným zatížením od radiálních reakcí na kolech.



Obr. 31, Hydraulický obvod

Aby se dosáhlo velkých sil a přesto byly reakce rychlé, měly by hydromotory mít malé obsahy pístů a v obvodu by měly být relativně vysoké tlaky. Pokud budeme vycházet ze stejné síly, jakou je zatížen rám, tedy 22 000 N, lze použít např. přímočarý hydromotor s jednostrannou pístní tyčí od firmy Bosch Rexroth, od které jsou všechny prvky obvodu (označení hydraulického válce CDH3MP5/40/28/210A1X/M4HLETAY LY). Některé jeho parametry jsou v tabulce č. 5, ostatní údaje v příloze č. 4 a [8].

| | |
|--------------------------|---------|
| Přímočarý hydromotor | |
| Maximální pracovní tlak | 25 MPa |
| Vrtání | 40 mm |
| Průměr pístní tyče | 28 mm |
| Maximální rychlost pístu | 0.5 m/s |

Tabulka č. 5, Některé parametry přímočarého hydromotoru s jednostrannou pístní tyčí

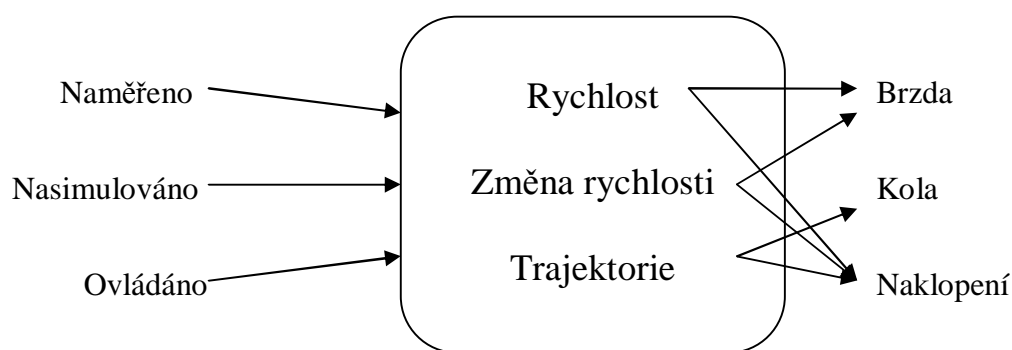
Ze síly 22 000 N se přes plochu pístu $S = 1256,64 \text{ mm}^2$ dostáváme na 17,5 MPa. Uvedených 25 MPa tedy pro tuto aplikaci stačí. Maximální rychlosti a zrychlení naklopení vozu, potažmo pístů hydromotorů by se daly pro různé vozy nasimulovat, např. v programu Adams, ještě lépe pak naměřit na vozidle.

K hydromotoru je doplněn axiální hydrogenerátor s proměnným geometrickým objemem(celek ozn. ABMAG-160S40-2X/A10-140/132M/WS/13A487A) . Průtok 40 l/min stačí na největší rychlost hydromotoru 0,5 m/s (0,5 m/s odpovídá u tohoto hydromotoru přibližně 38 l/min). Rovněž tlak by měl být pro předpokládané aplikace dostačující. Hydrogenerátor je dodáván jako kompaktní celek obsahující i nádrž a příslušenství, např. pojistný ventil (viz. příloha č. 5 a [9]). Jelikož jsou objemy hydromotorů relativně malé, bylo by zřejmě lepší zmenšit objem nádrže ze 160 l alespoň na 100 l (nejmenší dodávaná nádrž v této kategorii), i méně. Ze schématu je patrné, že pro ovládání pohybů pístů je použit proporcionální rozvaděč 4/3 (variabilita hydrogenerátoru využita jen pro hrubé nastavení), který je do střední polohy vrácen pružinami. Bližší popis je v příloze č. 6 a [10]. Do okruhu jsou také implementovány tlakoměry (viz. příloha 7 a [11]), které dávají signál vypovídající o radiálních reakcích, přítlačných silách. Dalším řešením zjišťování sil od hydromotorů je vsazení snímače sil, např. siloměr U3 od firmy HBM, který je na obr. 32. Tento siloměr je podle provedení schopen měřit až do 10 kN a je odolný proti namáhání bočními silami.



Obr. 32, Siloměr U3 od firmy HBM [12]

Za proporcionálním rozvaděčem je na výstupu z obvodu zařazen regulovatelný škrticí ventil. Je tu kvůli případnému doladění okruhu a zejména kvůli rázům při změnách polohy mechanismu. Jeho parametry jsou v příloze č. 8 a [13]. Celý mechanismus řízení by mohl být veden podle schématu na obr. 33.



Obr. 33, Schéma k ovládání zařízení

Na celém zařízení ovládáme samostatně 3 prvky. Válcová brzda určuje rychlost virtuálního automobilu. Vstupem je tedy rychlost, případně zrychlení, dodána jako data z naměřené zkoušky, nasimulovaná a nebo přímo od ovládacích prvků. To mohou být např. pedály jako u skutečného automobilu, podobně jako tomu je u zařízení institutu v Aachenu (viz. kap. 5.1.1). Kola ovládaná systémem řízení steer – by – wire budou závislá na trajektorii pohybu automobilu, která může být opět nějak naměřena či nasimulována (natočení kol, příp. natočení volantu) a dodána jako signály systému řízení. Nejlepší zřejmě bude ovládat steer – by – wire i přímo volantem, podobně jako rychlost pomocí pedálů. Na velikost radiálních sil mezi vozovkou a kolem má vliv najednou rychlost, zrychlení i trajektorie pohybu vozidla. Dohromady tak určují naklopení či přitlačení nápravy, tedy ovládání hydromotorů. Ve výsledku je pak např. plynule měněna rychlost brzdy, natočení kol, naklápění a přitlačování nápravy k povrchu válců.

8 Závěr

Zadáním této diplomové práce bylo zkonstruování zkušebního zařízení pro testování systémů řízení steer – by – wire. Ze začátku práce jsou vysvětleny pojmy a čtenář je uveden do problematiky řízení systémy steer – by – wire a zkoušení systémů řízení. Následuje popis válcové brzdy, kterou mělo stanoviště využít. Vysvětleny jsou funkce konstruovaného zařízení a požadavky, které na něj klademe. Názorně je vysvětleno „dovolení“ a „zakázání“ pohybů nápravy na tomto novém zkušebním stavu. Rám, hřídel a držáky ložisek byly podrobeny pevnostní analýze v programu ProMechanica v níž s rezervou vyhověly co se týče pevnosti i tuhosti. Na závěr je navrhnout hydraulický obvod s řízením.

Přínosem této práce je navržení nového zkušebního zařízení, jaké se zřejmě nikde ve světě nepoužívá. Může pomoci k rozvoji systémů steer – by – wire blíž k běžnému používání v komerčních aplikacích. Automobily se tak mohou stát bezpečnější a stabilnější. Chyba zařízení je závislá na použitém kole a ve velké míře na natočení kol. Bude-li se používat, jak se předpokládá, pro malá natočení a velké rychlosti, neměla by chyba být velká a měření by mělo korespondovat s realitou. Velkou výhodou zařízení je skutečnost, že na něm lze provádět zkoušky různých předních, ale i zadních náprav. Do popředí zájmu, co se týče řízení automobilů, se totiž stále častěji dostává řízení všemi čtyřmi koly. Jelikož zařízení využívá válcovou brzdou, může sloužit i ke zkoušení tuhosti pneumatik.

9 Použitá literatura:

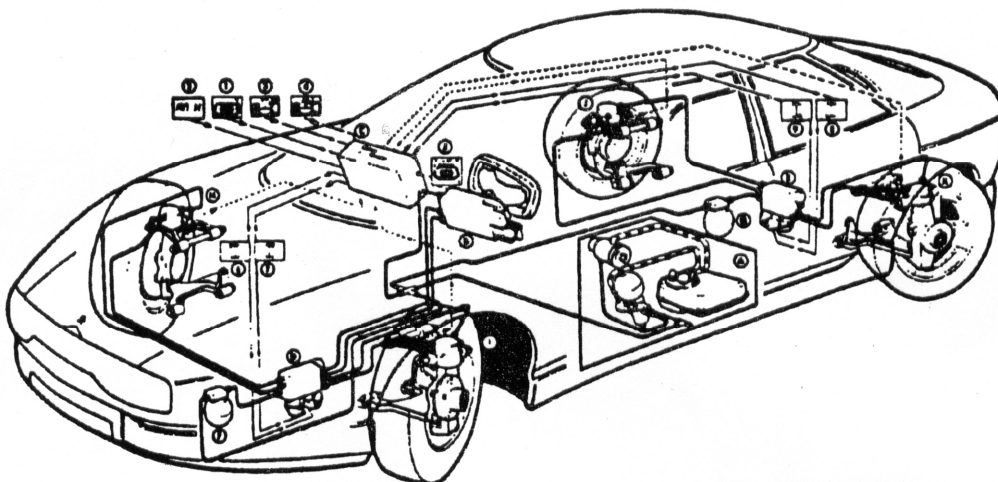
- [1] Podvozky motorových vozidel, Vlk František
- [2] Zkoušení a diagnostika motorových vozidel, Vlk František
- [3] http://www-cdr.stanford.edu/dynamic/bywire/acc2004_r1.pdf
- [4] http://www.automanager.de/IKA/2006/TdFahrwerks2006/tdf_gijbels.htm
- [5] <http://www.ika.rwth-aachen.de/forschung/veroeffentlichung/1998/1998-3/>
- [6] Propagační materiály - Institut für Kraftfahrwesen Aachen
- [7] Návod k obsluze válcové brzdy Froude Consine (Daimler Chrysler)
- [8] <http://www.boschrexroth.com/ics/>
- [9] <http://www.boschrexroth.com/Rexroth-IHD/Home.cfm?Page=RDSearch&Filter=51098>
- [10] <http://www.boschrexroth.com/ics/>
- [11] <http://www.boschrexroth.com/Rexroth-IHD/Home.cfm?Page=RDSearch&Filter=30269>
- [12] <http://www.hbm.de/products/SEURLF/ASP/SFS/SUBCAT.7/CATEGORY.1/PRODID.270/MM.3,18,23/SFE/ProductDataSheet.htm>
- [13] <http://www.boschrexroth.com/Rexroth-IHD/Home.cfm?Page=RDSearch&Filter=29202>

Přílohy

Příloha č. 1

Schéma soustavy řízení všech kol prototypu Citroen Aktiva

Automobil je pro případ výpadku elektrické části vybaven duplicitním hydromechanickým obvodem. [1]



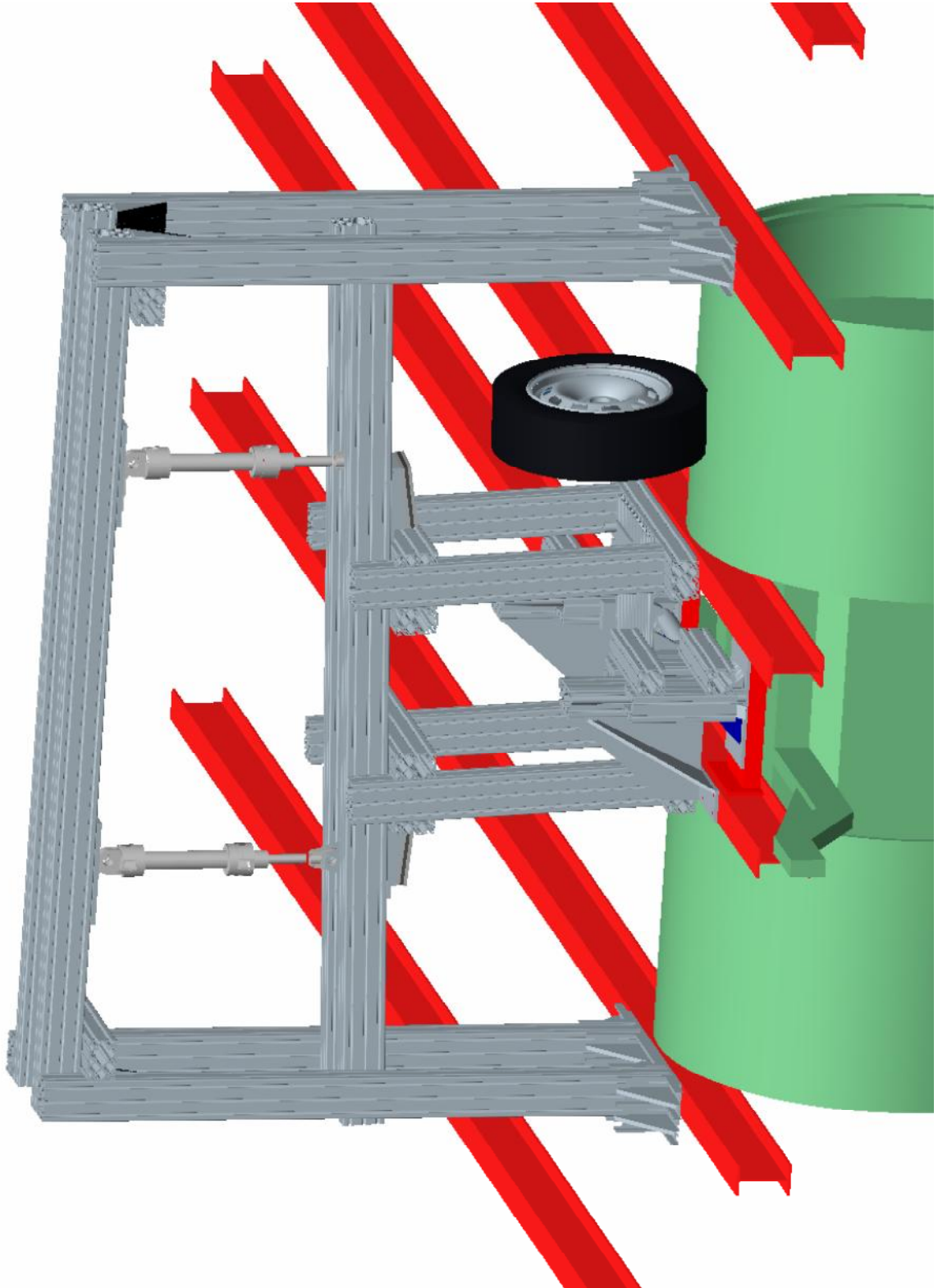
Příloha č. 2

Seznam nosníků a součástí od firmy Item

| Počet | Díl |
|-------|------------------------------------|
| 4 | profil 120x80x1800 |
| 4 | profil 120x80x1800 |
| 2 | profil 120x80x470 |
| 2 | profil 120x80x500 |
| 2 | profil 120x80x775 |
| 4 | profil 120x80x888 |
| 2 | profil 120x40x615 |
| 2 | profil 120x80x615 |
| 4 | profil 80x80x360 |
| 4 | profil pro vodící tyč Ø25 – 500 mm |
| 4 | vodící tyč Ø25 – 500 mm |
| 4 | dvojkładka |
| 16 | roh 160x160 |
| 32 | roh 80x160 |
| 38 | roh 80x80 |
| 18 | roh 40x40 |

Příloha č. 3:

Zkušební zařízení v nižší poloze (osa klopení je blíže k povrchu válců) při naklopení doprava (vyšší radiální reakce na pravém kole, např. zatáčení vlevo). Pohled proti ose x.



Příloha č. 4:

Přímočarý hydromotor s jednostrannou pístní tyčí

Mill type cylinder

CDH3MP5/40/28/210A1X/M4HLETAY LY = 0 mm

| Description | | |
|-------------------------------|------------|--|
| Mode of operation | CD | Single rod cylinder |
| Range | H3 | Range H3 |
| Mounting types | MP5 | Self-aligning clevis at cap |
| Bore diameter | 40 | D = 40 mm |
| Piston rod diameter | 28 | d = 28 mm |
| Stroke length | 210 | Stroke length = 210 mm |
| Design principle | A | Flanged head and cap |
| Component series | 1X | 10 to 19 unchanged installation and connection dimensions |
| Port connection / types | M | Metric ISO thread EE = M22 x 1.5 D4 = 34 (max. 0.5 mm deep) |
| Port location at head and cap | 4 | Left - viewed on the piston rod |
| Piston rod version | H | Case hardened and hard chromium plated |
| Piston rod end | L | With self-aligning clevis fitted CGA KK = M22x1.5 CH = 60 CN = 30 |
| End position cushioning | E | Both sides, adjustable Cushioning length, head side 21 mm Cushioning length, base side 21 mm |
| Seal version | T | Servo quality/ reduced friction (suitable for mineral oil to DIN 51 524 HL, HLP and HFA) |
| Option 1 | A | Coupling, on both sides |
| Option 2 | Y | Piston rod extension LY = 0 mm |

Příloha č. 5:

Hydrogenerátor

Selection table: Reservoir sizes for pump/motor group

| Reservoir size | Frequency | | 50 Hz 1500 min ⁻¹ | 60 Hz 1800 min ⁻¹ | 1) | 50 Hz 1500 min ⁻¹ | 60 Hz 1800 min ⁻¹ | Electric motor frame size | Basic power unit with pump group - basic variant - | Basic power unit with pump group and start-up circuit | Weight in kg |
|----------------|-----------|--------------------|------------------------------------|------------------------------------|-----------|------------------------------------|------------------------------------|---------------------------|---|---|--------------|
| | | | | | | | | | | | |
| | Pumpe | q_v max l/min | p max in bar | Power in kW | | | | | | | |
| 250 | A1OVSO28 | 40 | 49 | 180 | 15 | 18 | 160L-4-B1 | R901039727 | R901038482 | 350 | |
| | | | | 222 | 18.5 | 22.2 | 180M-4-B0 | R901039728 | R901038479 | 370 | |
| | A1OVSO45 | 65 | 78 | 60 | 7.5 | 9 | 132M-4-B1 | R901039729 | R901038480 | 250 | |
| | | | | 81 | 11 | 13.2 | 160M-4-B0 | R901039730 | R901038481 | 320 | |
| | | | | 111 | 15 | 18 | 160L-4-B1 | R901040214 | R901038622 | 350 | |
| | | | | 137 | 18.5 | 22.2 | 180M-4-B0 | R901039731 | R901038483 | 380 | |
| | | | | 162 | 22 | 26.4 | 180L-4-B1 | R901039732 | R901038484 | 400 | |
| | | | | (DFLR-7,5) | – | 7.5 | 9 | 132M-4-B1 | R901046709 | R901046710 | 240 |
| | PV7/25-30 | 43 | 52 | 122 | 11 | 13.2 | 160M-4-B0 | R901039734 | | 300 | |
| | PV7/40-45 | 66 | 78 | 40 | 5.5 | 6.6 | 132S-4-B0 | R901039735 | | 240 | |
| | | | | 55 | 7.5 | 9 | 132M-4-B1 | R901039736 | | 250 | |
| | | | | 80 | 11 | 13.2 | 160M-4-B0 | R901039737 | | 300 | |
| | | | | 109 | 15 | 18 | 160L-4-B1 | R901039745 | | 330 | |
| 400 | A1OVSO45 | 65 | 78 | 162 | 22 | 26.4 | 180L-4-B1 | R901039754 | R901038490 | 520 | |
| | | | | 222 | 30 | 36 | 200L-4-B0 | R901039755 | R901038491 | 590 | |
| | A1OVSO71 | 100 | 124 | 72 | 15 | 18 | 160L-4-B1 | R901039756 | R901038492 | 480 | |
| | | | | 89 | 18.5 | 22.2 | 180M-4-B0 | R901039757 | R901038493 | 530 | |
| | | | | 106 | 22 | 26.4 | 180L-4-B1 | R901039758 | R901038494 | 530 | |
| | | | | 144 | 30 | 36 | 200L-4-B0 | R901039759 | R901038495 | 610 | |
| | | | | 178 | 37 | 44.4 | 225S-4-B0 | R901039760 | R901038496 | 680 | |
| | | | | (DFLR-11) | – | 11 | 13.2 | 160M-4-B0 | R901046721 | R901046724 | 470 |
| | (DFLR-15) | – | 15 | 18 | 160L-4-B1 | R901046725 | R901046726 | 480 | | | |
| | PV7/40-45 | 66 | 78 | 134 | 18.5 | 22.2 | 180M-4-B0 | R901039761 | | 480 | |
| | PV7/63-71 | 108 | 124 | 24 | 5.5 | 6.6 | 132S-4-B0 | R901039762 | | 350 | |
| | | | | 33 | 7.5 | 9 | 132M-4-B1 | R901039763 | | 360 | |
| | | | | 49 | 11 | 13.2 | 160M-4-B0 | R901039766 | | 420 | |
| 67 | | | | 15 | 18 | 160L-4-B1 | R901039767 | | 460 | | |
| 82 | | | | 18.5 | 22.2 | 180M-4-B0 | R901039769 | | 490 | | |
| 98 | | | | 22 | 26.4 | 180L-4-B1 | R901039770 | | 510 | | |

¹⁾ Pressure values valid with max. displacement

Příloha č. 6:

Rozvaděč

Proportional and servo directional control valves

4WRSEH 10 V100LD-3X/G24K0/A1V

Material number : R900943830

| Description | | |
|----------------------------|---------------|--|
| Product type | 4WRSEH | 4/3 - high response directional control valve, direct operated with electrical position feedback, spool in a sleeve and integrated control electronics |
| Nominal size | 10 | Nominal size 10 Connection locations to ISO 4401, Code: 4401-05-04-0-94 |
| Spool | V | Control lands with a zero overlap |
| Side - position transducer | | Inductive position transducer on side A (standard) |
| Flow | 100 | 100 L/min, valve pressure differential = 70 bar |
| Characteristic curve form | L | Linear |
| Overlap | D | 0...0.5% positive |
| Series | 3X | Series 30 to 39 |
| Voltage | G24 | Supply voltage 24 V DC |
| Special protection type | | Without special type of protection |
| Electrical connection | K0 | Component plug to E DIN 43 563-AM, without plug-in connector (Mat. No.:00021267) |
| Command value input | A1 | Command value +/- 10 V |
| Seal | V | FKM seals, compatible with mineral oil (HL, HLP) to DIN 51 524, further fluids on request. |

Příloha č. 7:

Manometr

Technical data (for applications outside these parameters, please consult us!)

| Input variables | | | | | | | | | |
|---|------------------|--|--------|------|------|------|------|------|------|
| Auxiliary power | U_B | 19 to 36 VDC (8 to 36 VDC with output 0.5 to 5 V) | | | | | | | |
| Current consumption | I | 4 mA (with voltage output) | | | | | | | |
| Measuring range | p_N in bar | 50 | 100 | 200 | 250 | 315 | 400 | 450 | 600 |
| Overload protection | p_{max} in bar | 120 | 200 | 500 | 500 | 780 | 800 | 1200 | 1200 |
| Bursting pressure | p in bar | 550 | 800 | 1200 | 1200 | 1500 | 1700 | 2400 | 2400 |
| Dead volume | V | ca. 200 mm ³ | | | | | | | |
| Output variables | | | | | | | | | |
| Output signal and permissible max load R_A | I | 4 to 20 mA, two-wire $R_A = (U_B - 10 \text{ V})/0.02 \text{ A}$ with R_A in Ohm and U_B in Volt | | | | | | | |
| | U | 0.5 to 5 V, three-wire $R_A > 10 \text{ k}\Omega$ | | | | | | | |
| | U | 0.1 to 10 V, three-wire $R_A > 20 \text{ k}\Omega$ | | | | | | | |
| Balancing error: | | | | | | | | | |
| –Zero point | | < 0.15 % ¹⁾ | | | | | | | |
| –Final value | | < 0.3 % ¹⁾ | | | | | | | |
| Temperature coefficients in the nominal temperature range | | | | | | | | | |
| –Highest TC of the zero point | | < 0.2 %/10 K | | | | | | | |
| –Highest TC of the span | | < 0.2 %/10 K | | | | | | | |
| Characteristic curve deviation | | typ. < 0.2 % ¹⁾ (limit point setting) | | | | | | | |
| Hysteresis | | < 0.1 % ¹⁾ | | | | | | | |
| Repeatability | | < 0.05 % ¹⁾ | | | | | | | |
| Adjustment time (10 to 90 %) | | t | < 2 ms | | | | | | |
| Long-term drift (1 year) under reference conditions | | < 0.2 % ¹⁾ | | | | | | | |

Příloha č. 8:

Škrtící ventil FEE16C-2X/100LK4B1M

Technical data (for applications outside these parameters, please consult us!)

| | | | |
|--|-------|--------------------------|--------------|
| General | | | |
| Weight | – FE | kg | 2.7 |
| | – FEE | kg | 2.9 |
| Installation orientation | | Optional | |
| Storage temperature range | | °C | – 20 to + 80 |
| Ambient temperature range | – FE | °C | – 20 to + 70 |
| | – FEE | °C | – 20 to + 50 |
| Hydraulic (measured with HLP 46; $\vartheta_{oil} = 40 \text{ °C} \pm 5 \text{ °C}$) | | | |
| Max. operating pressure– Ports A, B | | bar | 315 |
| Max. pilot pressure – Port X | | bar | 315 |
| Return flow pressure– Port Y | | At zero pressure to tank | |
| Min. inlet pressure – in A (direction of flow A → B) | | bar | 7 |
| Max. flow q_{Vmax} of main valve at Δp 10 bar | | | |
| Direction of flow A → B | | L/min | 190 |